

Министерство высшего и среднего специального образования
Российской Федерации

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Утверждено
редсоветом МГТУ
как учебное пособие

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ**

Часть I

Под редакцией Т.А. АРХАНГЕЛЬСКОЙ

Настоящее учебное пособие для курсового проектирования по теории механизмов издается в соответствии с учебным планом.

Рассмотрено и одобрено кафедрой теории механизмов 03.07.1979, методической комиссией факультета ОТ и Учебно-методическим управлением.

Рецензенты кафедра ТММ ВЗМИ,
к.т.н. доц. Л.С. Градзенская

Введение и глава I написаны к.т.н., доц. Д.М. Дукичевым, глава II - доц. Т.А. Архангельской, глава III - к.т.н., доц. В.М. Акопяном.

ВВЕДЕНИЕ

В комплексных заданиях для курсового проекта объект проектирования (машинный агрегат или прибор) разбит на основные узлы и для каждого из них рекомендована структурная схема механизма, наиболее удовлетворяющая заданным условиям. В числе этих механизмов могут быть рычажный и кулачковый механизмы, зубчатая передача и планетарный зубчатый механизм.

Выполнение курсового проекта предусматривает кинематическое проектирование, динамические и силовые расчеты механизмов. Проектирование механизма завершается построением его кинематической схемы с размерами для дальнейшего конструктивного оформления и прочностного расчета деталей машины.

Объем проекта - 4 листа чертежей формата А1 (594x841) и расчетно-пояснительная записка, содержащая описание всех выполненных расчетов и графических построений.

При выполнении проекта можно применять аналитические и графические методы расчета. Аналитические методы позволяют получить любую требуемую точность результата; если же они не дают простого решения и нет возможности использовать ЭЦВМ, то следует применять приближенные графоаналитические и чисто графические методы расчета.

При графическом изображении механических величин масштаб обозначается буквой μ с индексом, указывающим, к какой величине он относится, например: масштаб длин μ_l мм/м, масштаб сил μ_p мм/Н и т.д.

Для измерения механических величин принята система СИ с основными единицами: метр (длина), килограмм (масса) и секунда (время).

В таблице приведены множители перевода единиц технической системы и внесистемных единиц в систему СИ.

Величина	Обознач. единицы в СИ	Размерность	Перевод единиц технической системы в единицы СИ
1	2	3	4
Частота вращения	1/с	1/с	1 об/мин = 1/60 1/с
Скорость	м/с	м/с	1 м/мин = 1/60 м/с
Сила	Н	кг·м/с ²	1 кгс = 9.81Н
Масса	кг	кг	1 кгс·с ² /м = 9.81 кг
Момент инерции	кг·м ²	кг·м ²	1 кгс·м·с ² = 9.81 кг·м ²
Момент силы	Н·м	кгс·м ² /с ²	1 кгс·м = 9.81 Н·м
Давление	Па	кг/м·с ²	1 кгс/см ² = 9.81·10 ⁴ Па
Работа, энергия	Дж	кг·м ² /с ²	1 кгс·м = 9.81 Дж
Мощность	Вт	кг·м ² /с ³	1 кгс·м/с = 9.81 Вт 1 л.с. = 736 Вт

Примечания:

1. Для образования кратных и дольных единиц можно применять приставки: "М" - мега (10^6); "к" - кило (10^3); "м" - милли (10^{-3}); "мк" - микро (10^{-6}).
2. Средняя угловая скорость определяется по формуле $\omega_{cp} = 2 \cdot \pi \cdot n$ рад/с, где n - частота вращения, 1/с.
3. Вес, заданный в кгс, численно равен массе, выраженной в кг.
4. Маховой момент пересчитывается в момент инерции по формуле $J = 0.25 \cdot G \cdot D^2$ кг·м², где GD^2 - маховой момент, кг·м².
5. Крутящий момент $M = N/\omega$ Н·м, где N – мощность, Вт; ω - угловая скорость, рад/с.

Глава 1

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Целью проектирования является создание (синтез) кинематической схемы механизма, которая обеспечит требуемый закон изменения кинематических параметров при минимальных размерах механизма.

В рычажных механизмах с периодическим циклом работы должна быть обеспечена проворачиваемость кривошипов. Каждый вид механизма имеет свои условия проворачиваемости, которые рассмотрены ниже.

При проектировании механизмов необходимо учитывать динамические показатели работы. Одним из них является условие передачи сил от ведущего звена к ведомому. Характер силового воздействия на звено определяют углом давления α - углом между вектором силы, действующей на ведомое звено (без учета трения и ускоренного движения масс), и вектором скорости точки ее приложения. Для нормальной работы механизма угол давления не должен превышать максимально допустимого для каждого вида механизма значения α_0 .

§ 1. Проектирование кривошипно-ползунных механизмов

Внеосный кривошипно-ползунный механизм (рис. 1а) и его частный вариант - центральный механизм (рис. 1б) могут быть использованы как при ведущем кривошипе 1, так и ведущем ползуне 3.

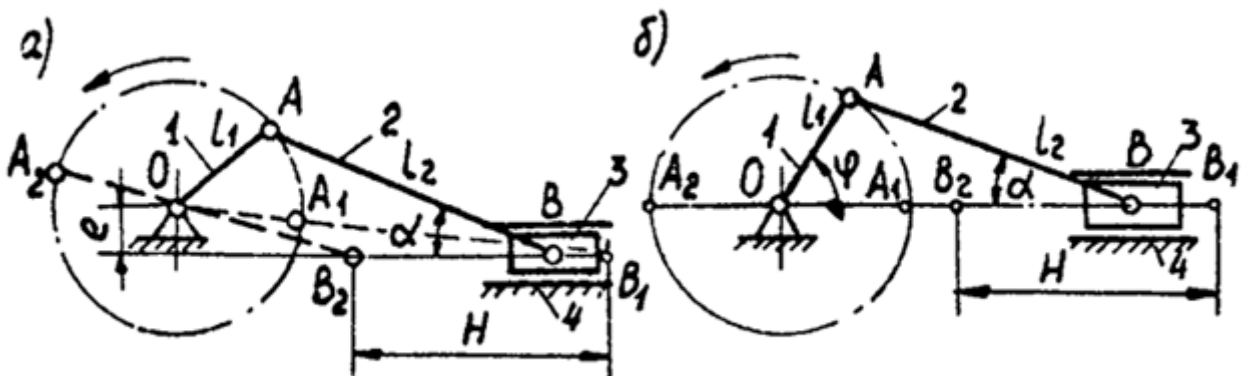


Рис. I

Условие проворачиваемости кривошипа

$$L_2 > L_1 + e$$

где L_1 - длина кривошипа 1;

L_2 - длина шатуна 2;

e - величина внеосности или эксцентриситета.

При несоблюдении этого условия механизм становится коромыслово-ползунным. Ход H ползуна определяется крайними положениями его точки B (B_1 и B_2).

Для нормальной работы механизма по условию передачи сил в кинематических парах необходимо, чтобы угол давления α не превышал допустимого значения $\alpha_{\max} \leq \alpha_o$. Ориентировочно при рабочем ходе $\alpha_o = 30^\circ$, при холостом $\alpha_o = 45^\circ$. В центральных механизмах поршневых машин $\alpha_{\max} = 10 \dots 20^\circ$.

а) Проектирование по средней скорости ползуна (поршня)

Этот вариант чаще всего применяется при проектировании центрального механизма (рис. 1б).

Исходные данные: средняя скорость ползуна (или поршня) V_{cp} м/с; частота вращения вала кривошипа (число оборотов в секунду) n , отношение длин кривошипа и шатуна $\lambda = L_1/L_2$.

Так как время одного оборота вала равно $1/n$ с, то средняя скорость ползуна $V_{cp} = \frac{4L_1}{1/n}$, откуда:

$$L_1 = \frac{V_{cp}}{4n} \text{ м} \quad (1)$$

$$L_2 = \frac{L_1}{\lambda} \quad (2)$$

Ход ползуна (поршня) $H = 2L_1$. Максимальный угол давления (при $\varphi = 90$ и 270°) $\alpha_{\max} = \arcsin \lambda$.

б) Проектирование по двум положениям кривошипа и соответствующему перемещению ползуна

Исходные данные для центрального механизма (рис. 2): угловые координаты звена 1 $\varphi_1, \varphi_2 = 0$ в начальном и конечном положениях, перемещение ползуна h , отношение длин кривошипа и шатуна $\lambda = L_1/L_2$.

Из $\triangle O A_1 B_1$ $L_1/L_2 = \sin \alpha_1 / \sin \varphi_1$, откуда $\alpha_1 = \arcsin(\lambda \cdot \sin \varphi_1)$.

Проецируя векторную цепь $\vec{L}_1 + \vec{L}_2$ на ось x в двух заданных положениях, имеем

$$h = X_{b1} - X_{b1} = (L_1 + L_2) - (L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos \alpha_1),$$

откуда после подстановки $L_2 = L_1/\lambda$ получим

$$L_1 = \frac{h}{1 - \cos \varphi_1 + \frac{1}{\lambda}(1 - \cos \alpha_1)} \quad (3)$$

Длину шатуна определяют по формуле (2).

§ 2. Проектирование четырехшарнирных механизмов

Четырехшарнирный механизм (рис. 3) может быть трех видов: кривошипно-коромысловым, двухкривошипным и двухкоромысловым. Положения звеньев 1 и 3 в системе координат OXY определяются их угловыми координатами φ и γ .

Согласно правилу Грасгофа для кривошипно-коромыслового механизма самое короткое его звено будет кривошипом, если сумма длин самого короткого и самого длинного звеньев меньше суммы длин остальных звеньев.

Для двухкривошипного механизма кривошипами будут звенья, соединенные с самым коротким звеном, являющимся стойкой механизма, при условии, что сумма длин стойки и самого длинного звена меньше суммы длин остальных двух звеньев.

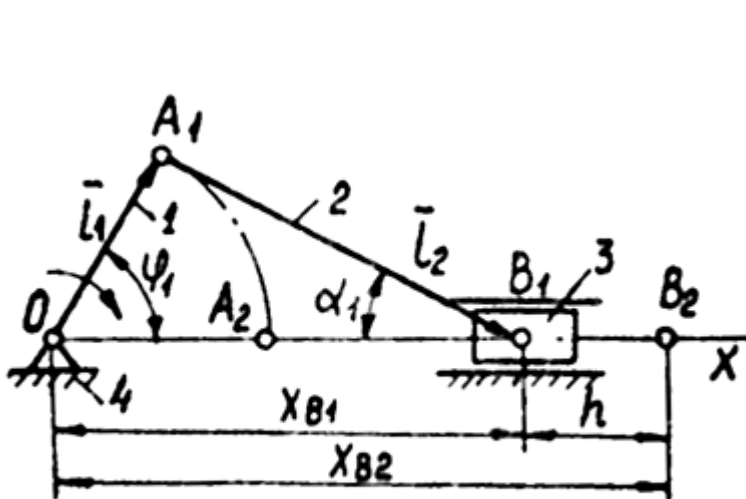


Рис. 2

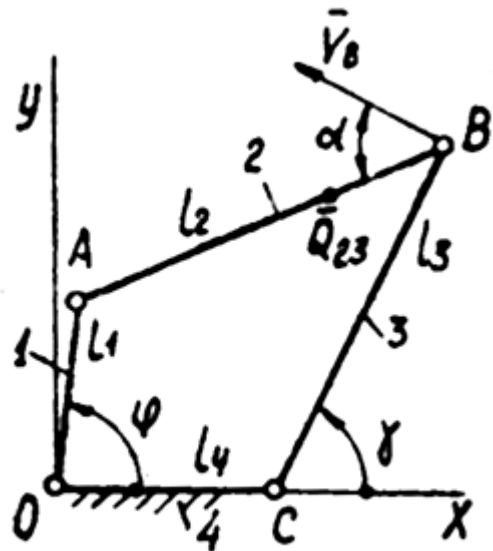


Рис. 3

В расчетах нужно учитывать максимальное значение угла давления α . Во избежание чрезмерно больших значений силы \vec{Q}_{23} (или даже заклинивания механизма) необходимо, чтобы $Q_{\max} \leq \alpha_0$; ориентировочно при рабочем ходе $\alpha_0 = 45^\circ$, при холостом $\alpha_0 = 60^\circ$.

а) Проектирование кривошипно-коромыслового механизма

1 вариант. Дано: длина стойки L_4 , длина коромысла L_3 и его координаты γ_1 и γ_2 в крайних положениях (рис. 4)

Соединяя прямыми точки B_1 и B_2 с точкой O , имеем

$$\left. \begin{aligned} L_{OB1} &= L_2 + L_1 \\ L_{OB2} &= L_2 - L_1 \end{aligned} \right\}$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} L_1 &= 1/2(L_{OB1} - L_{OB2}) \\ L_{OB2} &= 1/2(L_{OB1} + L_{OB2}) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

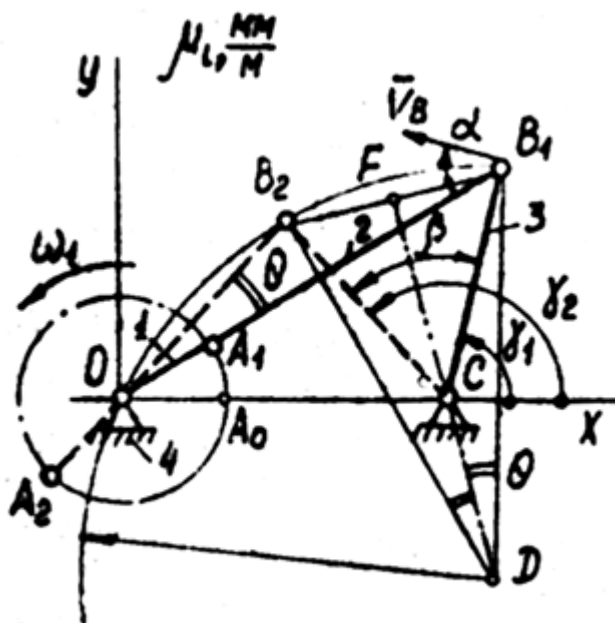


Рис. 4

2 вариант. Дано: длина коромысла L_3 , его координаты γ_1 и γ_2 в крайних положениях, коэффициент изменений средней скорости звена 3 при прямой (рабочем) и обратной (холостом) ходах $K_\omega = \frac{\omega_{обп}}{\omega_{np}} > 1$; кривошип вращается равномерно ($\omega_1 = const$) (рис. 4).

Разность $\gamma_2 - \gamma_1 = \beta$ - угловой ход (размах) звена. За время прямого хода t_{np} кривошип повернется на угол $180^\circ + \theta$, а за время обратного хода t_{obr} - на угол $180^\circ - \theta$, где $\theta = \angle BOB_1$. Следовательно,

$$K_{\omega} = \frac{\beta/t_{o\delta p}}{\beta/t_{np}} = \frac{180^{\circ} + \theta}{180^{\circ} - \theta},$$

откуда

$$\theta = 180^\circ \frac{K_\omega - 1}{K_\omega + 1}$$

Дальнейшее решение основано на теореме геометрии, согласно которой вписанный в окружность угол равен половине центрального угла, опирающегося на ту же дугу. Для этого построим равнобедренный $\triangle B_1 B_2 D$, в котором $\angle B_1 D B_2 = 2\theta$.

Окружность радиусом $r = L_{DB_2}$ является геометрическим местом искомого центра вращения кривошипа, поскольку в любой точке этой окружности вписанный $\angle B_1OB_2$ равен половине центрального $\angle B_1DB_2 = 2\theta$ и, следовательно, $\angle B_1OB_2 = \theta$. Точка O находится как точка пересечения окружности радиусом r с осью абсцисс. Величину r целесообразно найти

аналитически (из $\triangle DFB_2$ и $\triangle CFB_2$) по формуле

$$r = \frac{L_3 \sin \beta/2}{\sin \theta} \quad (6)$$

Длина стойки $L_4 = L_{OC}$; размеры звеньев L_1 и L_2 определяют по формулам (4).

Максимальный угол давления $\alpha = \alpha_{\max}$ будет в положении кривошипа OA_1 . Если в полученном решении $\alpha_{\max} > \alpha_\delta$, то нужно выбрать другое положение точки O на окружности радиусом r .

б) Проектирование четырехшарнирного механизма по трем положениям входного и выходного звеньев

Дано (рис. 5): длина стойки L_4 , длина L_3 выходного звена 3 и его угловые координаты $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ в трех положениях, углы поворота входного звена 1 по отношению к его начальному (первому) положению $(\varphi_2 - \varphi_1)$ и $(\varphi_3 - \varphi_1)$.

Требуется найти длины звеньев L_1, L_2 и начальную угловую координату φ_1 звена 1.

Задача решается графически и аналитически методом обращения движения, когда всем звеньям механизма сообщается угловая скорость $-\omega_1$. При графическом решении (см. рис. 5) в системе координат OXY строим линии стойки длиной L_4 , поворачивая ее по отношению к первому положению на углы $-(\varphi_2 - \varphi_1)$, $-(\varphi_3 - \varphi_1)$ и по заданным значениям $L_3, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ определяем положения точек B_1, B_2, B_3 . Затем находим точку A как центр окружности, проходящей через точки B_1, B_2, B_3 путем построения перпендикуляров к серединам отрезков B_1B_2 и B_2B_3 . Искомые размеры звеньев $L_1 = OA_1/\mu_l$, $L_2 = A_1B_1/\mu_l$, где μ_l - масштаб чертежа.

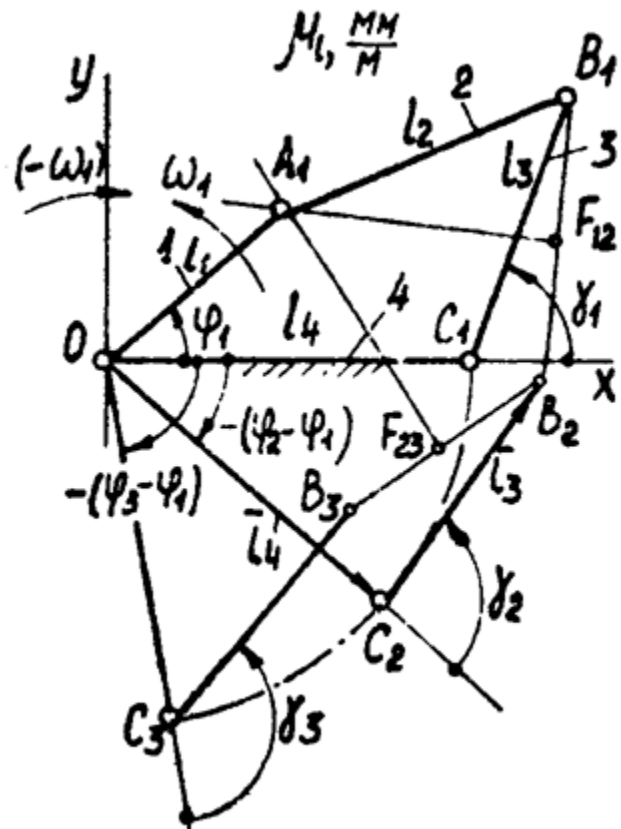


Рис. 5

При аналитическом расчете сперва находят координаты точек B_i (индекс $i=1,2,3$) по следующим формулам, полученным проецированием векторной цепи $\vec{L}_4 + \vec{L}_3$ координатные оси:

$$\begin{aligned} X_{Bi} &= L_4 \cos(\varphi_i - \varphi_1) + L_3 \cos[\gamma_i - (\varphi_i - \varphi_1)], \\ Y_{Bi} &= -L_4 \sin(\varphi_i - \varphi_1) + L_3 \sin[\gamma_i - (\varphi_i - \varphi_1)]. \end{aligned}$$

После этого можно определить координаты искомой точки A_1 из системы

уравнений окружности радиусом L_2 , проходящей через три известные точки B_i ,

$$(X_{Bi} - X_{A1})^2 + (Y_{Bi} - Y_{A1})^2 = L_2^2, (i=1,2,3) \quad (7)$$

После преобразований система (7) сводится к системе трех линейных уравнений с тремя неизвестными X_{A1} , Y_{A1} и L_2 . Длина звена 1 $L_1 = \sqrt{X_{A1}^2 + Y_{A1}^2}$, его начальная угловая координата $\varphi_1 = \arcsin \frac{Y_{A1}}{L_1}$.

Данный способ можно применить для приближенного синтеза механизма по большому числу положений. Для этого общее число положений разбивают на группы по три в каждой и находят средние значения координат точки A_1 и длины L_2 . Чтобы механизм лучше удовлетворял заданным условиям, необходимо с помощью ЭЦВМ просчитать ряд вариантов с различными значениями L_3 и γ_1 (см.: Теория механизмов. Под ред. В.А. Гавриленко, М., 1973, стр. 136-138).

§ 3. Проектирование кулисных механизмов

Четырехзвенные кулисные механизмы изображены на рис. 6.

При $L_1 < L_4$ (обычно $L_1/L_4 \leq 0.5$) кулиса 3 совершает возвратно-вращательное движение (механизм с качающейся кулисой, рис. 6а).

При $L_1 > L_4$ (обычно $L_1/L_4 \geq 2$) кулиса 3 за один оборот кривошипа 1 тоже поворачивается на один оборот (механизм с вращающейся кулисой, рис. 6б).

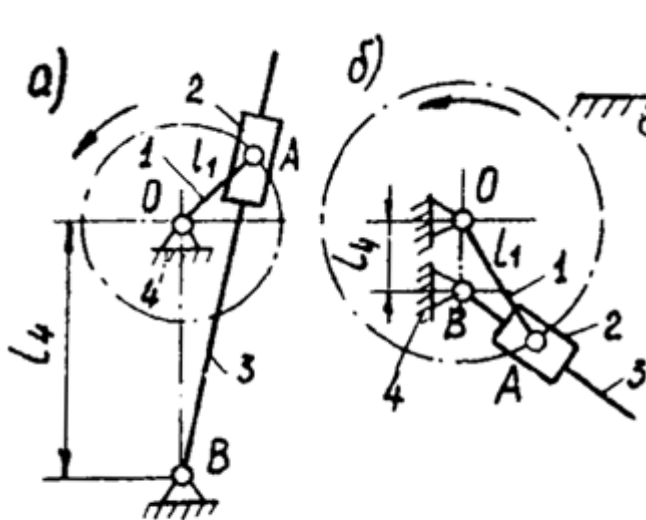


Рис. 6

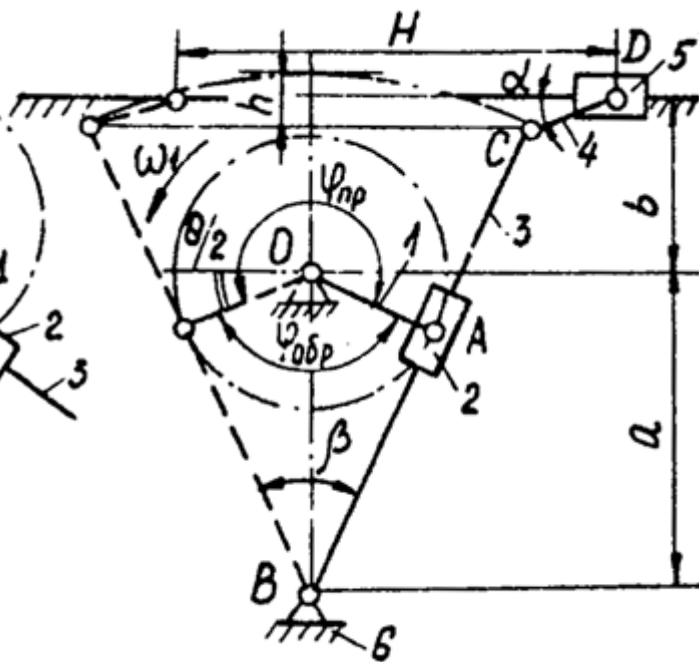


Рис. 7

Кулисные механизмы обладают ценным свойством - передача усилия с кривошипа на кулису (через ползун 2) происходит при нулевом значении угла давления. Во многих случаях применяют кулисные механизмы с дополнительной двухповодковой группой (шестизвенные, рис. 7,8). Широко

распространены мальтийские механизмы (рис. 10), имеющие схему кулисного механизма, но только и высшей парой.

а) Проектирование шестизвенного механизма с качающейся кулисой

Дано (рис. 7): ход выходного звена (ползуна 5) H , коэффициент изменения его средней скорости при прямом и обратном ходах $K_v = \frac{V_{обп}}{V_{np}} > 1$, расстояние $a = L_{OB}$ между осями вращения кривошипа 1 и кулисы 3; кривошип вращается равномерно ($\omega_1 = const$).

$$\text{Из уравнения } K_v = \frac{H/t_{обп}}{H/t_{np}} = \frac{\varphi_{np}}{\varphi_{обп}} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

находим угловой ход кулисы

$$\beta = \theta = 180 \frac{K_v - 1}{K_v + 1} \text{ град} \quad (8)$$

Длина кулисы

$$L_3 = L_{BC} = \frac{H}{2 \sin \beta/2} \quad (9)$$

Длина кривошипа

$$L_1 = L_{OA} = a \sin \beta/2 \quad (10)$$

При определении размера b (см. рис. 7) следует ориентироваться на минимальные значения угла давления α . Для этого необходимо траекторию точки D расположить так, чтобы она делила пополам стрелку h , величина которой определяется по формуле

$$h = l_3(1 - \cos \beta/2) \quad (11)$$

Длина L_4 звена 4 должна быть выбрана также с учетом угла давления $\alpha \leq \alpha_\delta$ по формуле

$$L_4 = L_{CD} \geq \frac{h}{2 \sin \alpha_\delta} \quad (12)$$

(ориентировочно можно принять $\alpha_\delta = 30^\circ$).

б) Проектирование шестизвенного механизма с вращающейся кулисой

Дано (рис. 8): ход H ползуна 5, длина $L_1 = L_{OA}$ кривошипа 1, коэффициент изменения средней скорости выходного звена 5 $K_v = \frac{V_{обп}}{V_{np}} > 1$; кривошип вращается равномерно ($\omega_1 = const$)

Расстояние $a = L_{OB}$ между осями вращения кривошипа 1 и кулисы 3 найдем по формуле

$$a = L_1 \sin \theta/2 \quad (13)$$

где угол $\theta = 180 \frac{K_v - 1}{K_v + 1}$ град

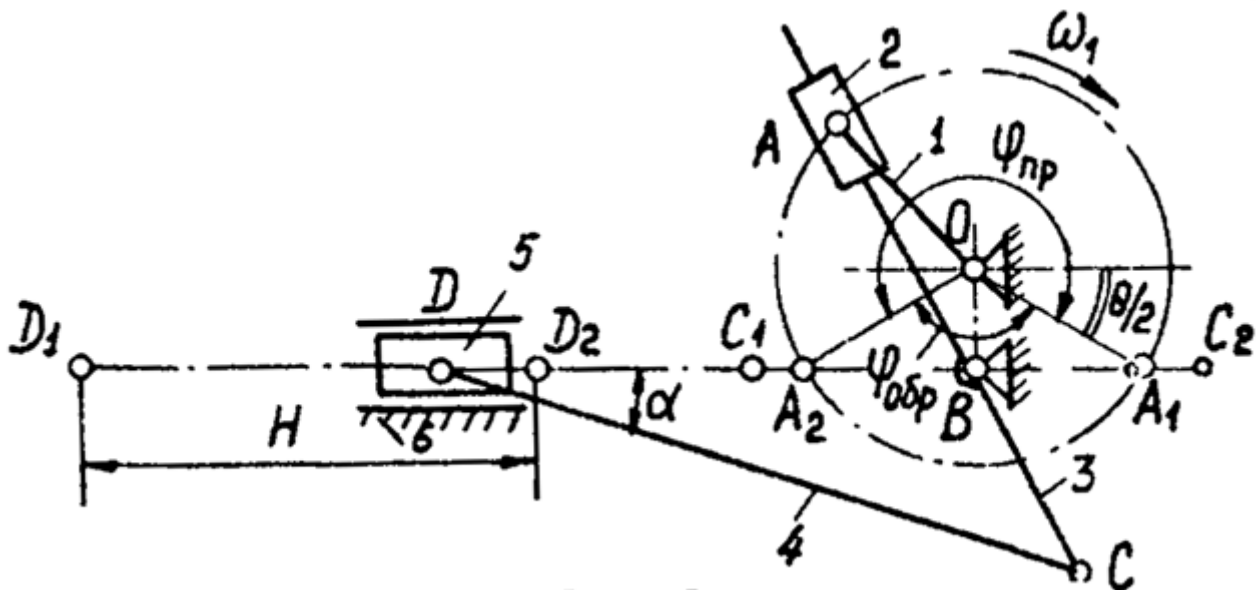


Рис. 8

Крайние положения точки D ползуна 5 (D_1, D_2) определяются положениями точки $A(A_1, A_2)$, когда направления кулисы 3 и шатуна 4 совпадают. Так как траектория точки D пересекает ось вращения кулисы 3 в точке B , то длина кривошипа BC

$$L_{BC} = H/2 \quad (14)$$

Длина шатуна 4 должна быть такой, чтобы угол давления $\alpha_{\max} \leq \alpha_\delta$, поэтому

$$L_4 \geq \frac{H}{2 \sin \alpha_\delta} \quad (15)$$

Для получения меньших усилий в поступательной паре 2-3 (камень 2 - кулиса 3) желательно брать длину кривошипа 1 как можно большей, однако следует учитывать, что при этом возрастают габариты механизма.

в) Проектирование механизма с качающимся цилиндром

Такой механизм, применяемый в гидроприводах, по кинематике является кулисным (рис. 9). При переходе из одного крайнего положения в другое поршень 2 перемещается на расстояние H (ход поршня), а ведомое коромысло 1 длиной L_1 поворачивается

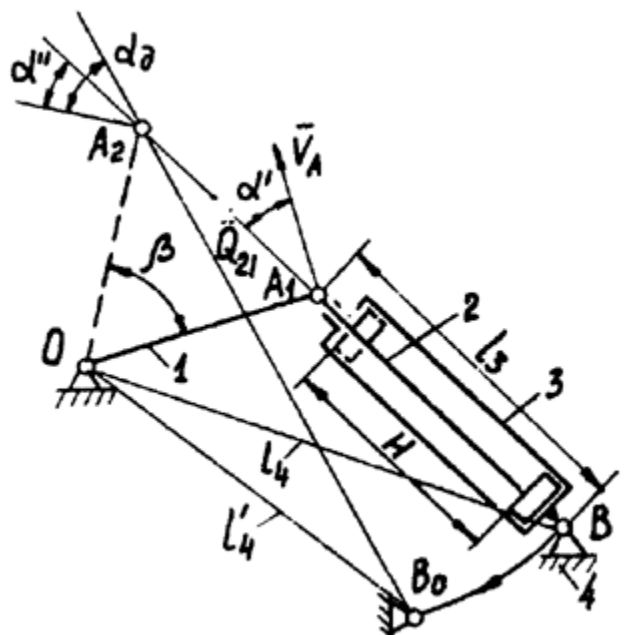


Рис. 9

на нужный угол β . Чтобы полностью использовать цилиндр, задаются величиной коэффициента $K = L_3/H > 1$, определяемого конструктивно. Схему механизма при минимальных углах давления α получим, если принять $L_{A_1A_2} = H$ и точку B расположить на продолжении прямой A_2A_1 . Тогда в крайних положениях $\alpha' = \alpha'' = \alpha_{\max} = \beta/2$ (в остальных положениях $\alpha < \beta/2$)

$$H = 2L_1 \sin \beta/2 \quad (16)$$

$$L_3 = K \cdot H \quad (17)$$

Длина стойки (из $\triangle OAB$)

$$L_4 = L_{OB} = \sqrt{L_1^2 + L_3^2 + 2L_1L_3 \sin \beta/2} \quad (18)$$

Если $\beta/2 < \alpha_0$, то можно уменьшить габариты механизма, переместив точку B в положение B_0 по дуге окружности радиусом L_3 так, чтобы в крайнем левом положении звена 1 $\alpha_{\max} = \alpha'' = \alpha_0$; в этом случае длина стойки $L'_4 < L_4$.

Если в начале движения нужно преодолеть большую нагрузку на ведомом звене 1, то целесообразно принять $\angle OA_1B = 90^\circ$, в этом случае угол давления $\alpha' = 0$.

г) Проектирование мальтийского механизма

Дано (рис. 10): межосевое расстояние L_0 и число пазов Z_2 , креста 2, определяемое исходя из рабочего процесса машины или прибора.

При повороте кривошипа 1 на угол $\varphi_0 = \angle A_1OA_2$ выходное звено 2 (крест) поворачивается на угол β , затем останавливается и выстаивает в течение времени поворота кривошипа на угол $360^\circ - \varphi_0$; неподвижное положение креста фиксируется специальным устройством, не показанным на чертеже.

Угол поворота креста, соответствующий одному обороту кривошипа,

$$\beta = 360^\circ / Z_2 \quad (19)$$

Угол поворота кривошипа за время движения креста (из $\triangle OA_1B$ и $\triangle OA_2B$)

$$\varphi_0 = 180^\circ - \beta$$

Длина кривошипа

$$L_1 = L_0 \sin \beta/2 \quad (20)$$

Радиус R пальца кривошипа определяется из условий его прочности.

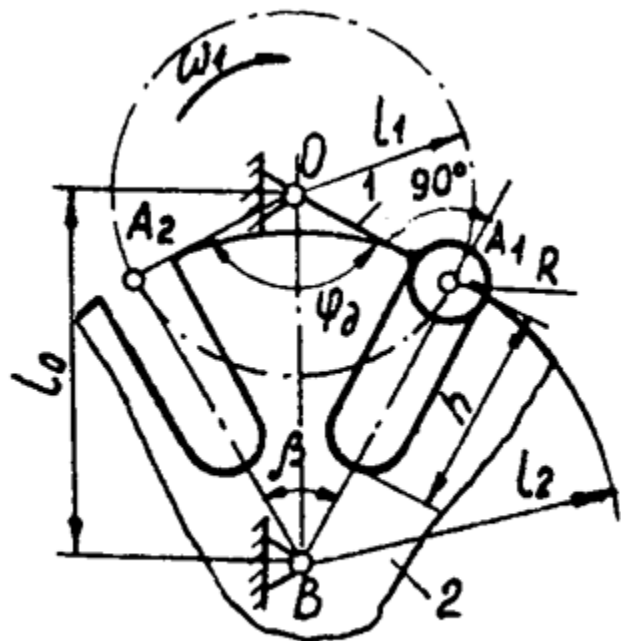


Рис. 10

Радиус креста 2

$$L_2 = L_0 \cos \beta / 2 \quad (21)$$

длина паза

$$h \geq L_1 + L_2 - L_0 + R \quad (22)$$

Время движения и выстоя выходного звена 2 можно вычислить, зная угловую скорость ω_1 кривошипа.

Г л а в а 2

ДВИЖЕНИЕ МЕХАНИЗМА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЗАДАННЫХ СИЛ

Одной из основных задач динамического расчета машин является определение закона движения механизма, находящегося под действием заданных сил. Для механизмов с одной степенью свободы достаточно определить закон движения одного какого-либо звена; законы движения остальных звеньев могут быть определены кинематическими методами.

Во многих случаях силы, действующие на механизм, зависят только от его положения. Если эти зависимости известны, то принципиально всегда может быть определен закон движения какого-либо звена механизма. В общем случае, когда заданные силы являются функцией не только положения механизма, но и скорости точки приложения и времени, решение задачи осложняется.

§ 4 Силы, действующие на звенья механизма

Закон движения механизма определяется характером сил и моментов, приложенных к различным звеньям механизма.

Условимся считать силу положительной, если она совершает положительную работу, т.е. когда направление силы или ее составляющей, касательной к траектории точки приложения, совпадает с направлением скорости точки приложения; момент будем считать положительным, если он совершает положительную работу, т.е. когда его направление совпадает с направлением угловой скорости звена; в противном случае сила и момент будут отрицательными.

Силы, приложенные к различным звеньям механизма, с течением времени могут оставаться постоянными, (например, силы тяжести) или изменяться по какому-либо закону. Если при каждом последующем обороте начального звена заданная механическая характеристика, т.е. зависимость силы от одного или нескольких кинематических параметров, повторяет свою форму, то это означает, что сила изменяется периодически (например, сила давления газа на поршень в поршневых машинах, сила сопротивления резанию в металлорежущих станках). Промежуток времени, по истечении которого действующие силы, меняющиеся по определенному закону, достигают своего первоначального значения, называется периодом цикла действия сил. Этот период определяется рабочим процессом машины и может быть равен времени части, одного или двух оборотов ее главного вала, обычно являющегося начальным звеном механизма. Так, например, для одноцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания период цикла соответствует двум оборотам главного вала, для многоцилиндровых поршневых машин -

части оборота.

На звенья механизма действуют следующие силы и моменты:

а) движущие силы P_o или моменты M_o , развиваемые двигателями.

Условимся считать силу движущей (даже в том случае, когда она знакопеременна), если работа ее за один период цикла положительна;

б) силы P_c или моменты M_c полезного сопротивления - силы (моменты), возникновение которых предопределяется технологическим процессом рабочей машины. Работа этих сил (моментов) за один период цикла отрицательна;

в) силы тяжести G_i отдельных звеньев механизма;

г) силы в кинематических парах, т.е. силы воздействия одного звена на другое. Их можно разложить на касательные (силы трения F) и нормальные составляющие Q .

Важно отметить, что нормальные составляющие Q работы не производят.

В заданиях на курсовое проектирование по теории механизмов в качестве двигателей используются: электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания, гидропривод, пружина.

Для электродвигателя в первом приближении можно считать, что движущий момент M_o не меняет своей величины в зависимости от угла поворота ротора φ . Характер графика $M_o(\varphi)$ представлен на рис. 11.

Если в качестве двигателя используется пружина, то зависимость движущего момента от угла поворота изображается наклонной прямой (рис. 12).

Для двигателя, внутреннего сгорания, являющегося поршневой машиной, обычно задается индикаторная диаграмма, характеризующая изменение давления в цилиндре двигателя в зависимости от положения поршня. Имея индикаторную диаграмму, можно построить график движущей силы, действующей на поршень.



Рис. 11



Рис. 12

В качестве примера рассмотрим построение графика движущей силы, действующей на поршень двухцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания. Время цикла такого двигателя равно времени двух оборотов кривошипа (угол поворота кривошипа за цикл равен 4π рад). Схема механизма двигателя и индикаторные диаграммы для левого и правого цилиндров изображены на рис. 13. Рабочий процесс в цилиндрах протекает следующий образом: когда поршень 3 движется вправо, то в левом цилиндре

происходит всасывание; поршень 5 при этом движется влево, и в правом цилиндре происходит расширение; когда в левом цилиндре сжатие (поршень 3 движется влево), то в правом - выхлоп (поршень 5 движется вправо); в левом цилиндре расширение, в правом - всасывание и, наконец, в левом - выхлоп, а в правом - сжатие. Другими словами, рабочий процесс в правом цилиндре сдвинут по фазе по сравнению с процессом в левом цилиндре на 2π . Таким образом, в каждом положении механизма движущие силы P_{∂_3} и P_{∂_5} , различны по величине и направлению. При рассмотрении другой, схемы многоцилиндровой машины необходимо установить, каков угол сдвига фаз между рабочими процессами в цилиндрах.

Рассмотрим построение графика силы P_{∂_3} по ходу поршня S_B . Траекторию движения точки A кривошипа разобьем на 12 равных частей и найдем соответствующие положения точек B и D .

Сила P_{∂_3} , действующая на поршень 3, является алгебраической суммой сил, действующих на поршень слева (со стороны рабочей полости цилиндра) и справа. Так как нерабочая (правая) полость цилиндра сообщается с атмосферой, то на поршень 3 в любом положении механизма справа действует сила атмосферного давления; слева - переменная по величине сила давления газов. Суммарная сила P_{∂_3} будет пропорциональна ординатам, заключенным между атмосферной линией и соответствующей кривой индикаторной диаграммы. При всасывании сила P_{∂_3} будет пропорциональна ординатам между атмосферной линией и кривой ab ; при сжатии - между атмосферной линией и кривой bc и т.д. Знак силы устанавливается следующим образом: если сила P_{∂_3} совпадает по направлению с движением поршня, то она положительна, и наоборот. При всасывании, например, сила P_{∂_3} отрицательна; при сжатии на участке bm сила P_{∂_3} , положительна, а на участке mc отрицательна; при расширении сила P_{∂_3} положительна и т.д. Если за ординаты графика силы принять ординаты, снятые с индикаторной диаграммы, то масштаб силы определится из следующего уравнения:

$$P_{\partial_3} = \frac{y_p}{\mu_p} F \cdot \frac{y_p}{\left(\frac{\mu_p}{F}\right)} = \frac{y_p}{\mu'_p} H$$

где F - площадь поршня, м^2 ;
 μ_p - масштаб индикаторной диаграммы, мм/Па ;
 μ'_p - масштаб силы, мм/Н .

Масштаб силы получается равным

$$\mu'_p = \frac{\mu_p}{F} \text{ мм/Н}$$

Графики сил $P_{\partial_3}(S_B)$ и $P_{\partial_5}(S_D)$ представлены на рис. 13.

В качестве потребителей энергии в курсовых проектах по теории механизмов рассматриваются металлорежущие станки, ковочные прессы,

поршневые машины (компрессоры, насосы), генераторы электрического тока, механизмы автоматических линий, транспортных машин, приборов. Для металлорежущего станка силой полезного сопротивления является сила сопротивления резанию, действующая со стороны обрабатываемой детали на резец. График силы сопротивления P_c для строгального станка, построенный по перемещению резца S , может быть различным в зависимости от конфигурации обрабатываемого изделия; один из возможных графиков $P_c(S)$ представлен на рис. 14.

При движении резца слева направо (ломаная линия $abfecd$), происходит процесс резания; на участке ab - преодоление сил трения, затем преодоление сил сопротивления резанию (обработка изделия - участок fe) и на участке cd - снова преодоление только сил трения. Линия da относится к отводу резца влево, в исходную позицию, когда преодолеваются только силы трения.

Для поршневых рабочих машин обычно задаются индикаторные диаграммы, по которым можно построить графики сил полезного сопротивления, действующих на поршень, в зависимости от положения поршня аналогично рассмотренному выше примеру.

Для генератора электрического тока в течение одного оборота можно приближенно считать, что момент сопротивления на его валу постоянен (рис. 15),

В транспортных машинах энергия двигателя тратится на передвижение самой машины; при этом преодолеваются различные сопротивления (трение в подшипниках, трение колес о дорогу и т.д.). Общий момент сопротивления на валу транспортной машины в первой приближении можно считать постоянным.

В механизмах различных приборов будем считать, что энергия, развиваемая двигателем, расходуется на преодоление трения в кинематических парах.

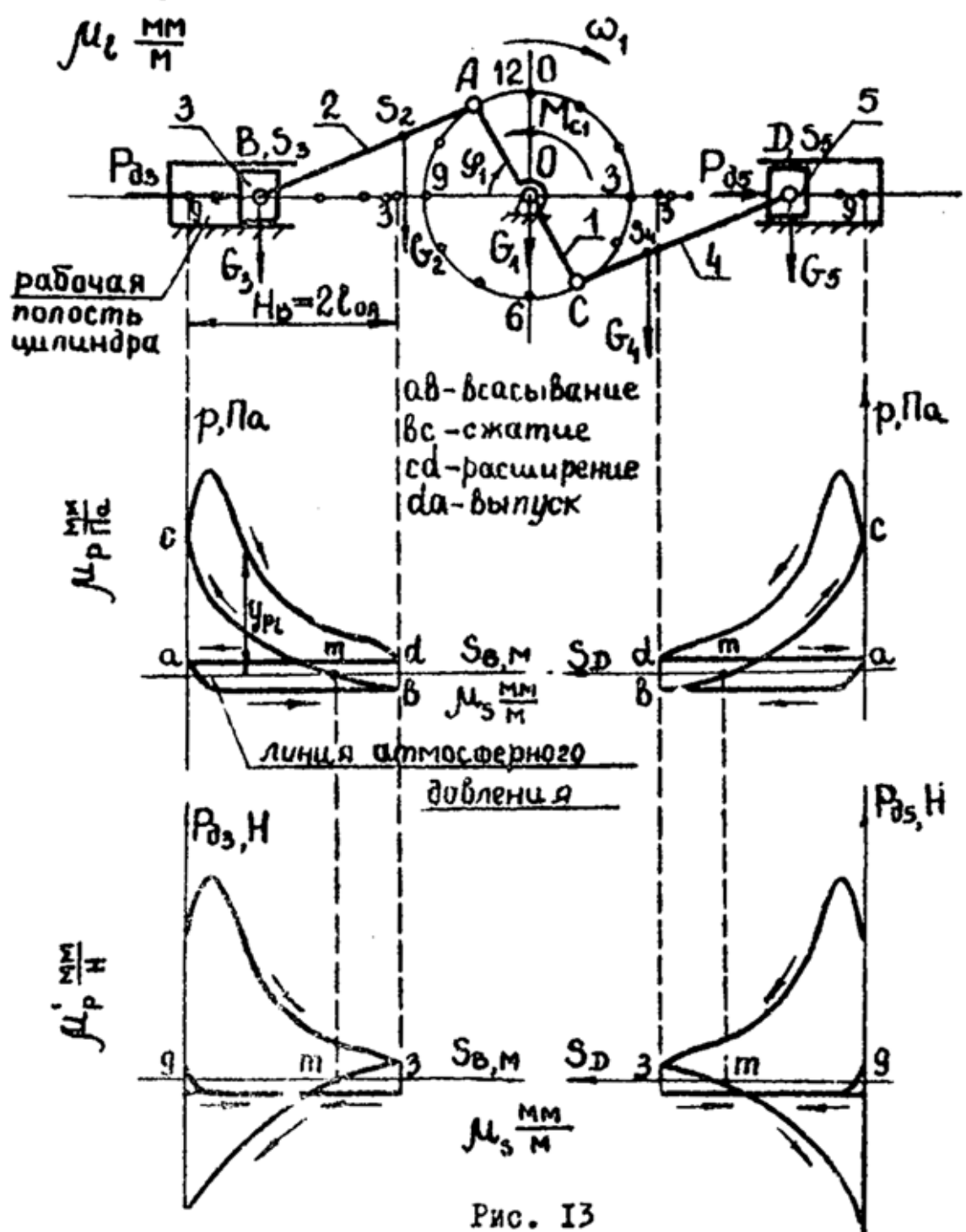


Рис. 13

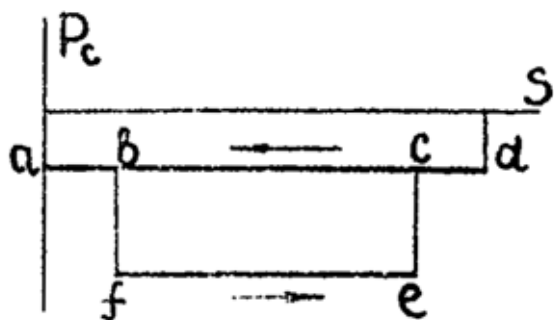


Рис. 14

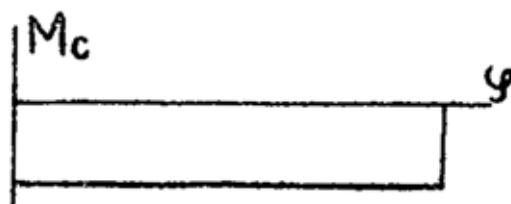


Рис. 15

§ 5. Методы приведения сил и масс

Механизм представляет собой сложную систему звеньев, нагруженных различными силами и моментами. Чтобы упростить определение закона движения такой сложной системы, применяют метод приведения сил и масс, который позволяет заменить реальный механизм некоторой эквивалентной (расчетной) схемой - одномассовой динамической моделью механизма (рис. 16). Вращающееся звено динамической модели двинется так, что его координата φ_M совпадает в любой момент времени с координатой φ начального звена механизма (обобщенной координатой механизма): $\varphi_M(t) = \varphi(t)$. К звену модели приложен приведенный момент сил M_Σ^{np} , а момент инерции J_M этого звена относительно оси вращения является суммарным приведенным моментом инерции механизма $J_M = J_\Sigma^{np}$.

а) метод приведения, сил и моментов пар сил

Суммарный приведенный момент M_Σ^{np} заменяет все силы и моменты, приложенные к различным звеньям механизма, и равен

$$M_\Sigma^{np} = \sum M_i^{np} \quad (24)$$

Величина каждого M_i^{np} определяется из условия равенства элементарных работ действительной силы (или момента) и приведенного момента на возможных перемещениях. Приведенный момент M_P^{np} , заменяющий действительную силу P , приложенную в точке K некоторого звена механизма, определяется по формуле

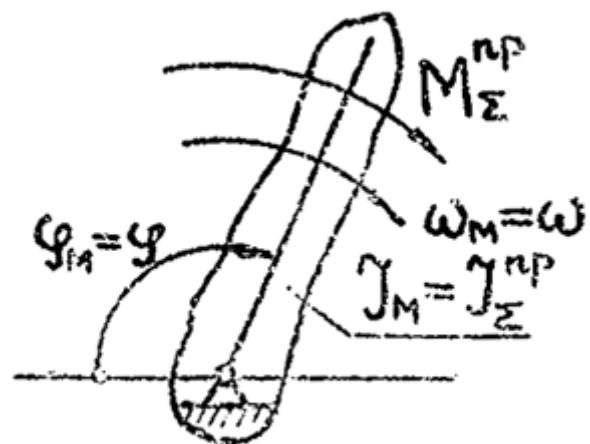


Рис. 16

$$M_P^{np} = P \frac{V_K}{\omega} \cos(P, V_K) \quad (25)$$

где V_K - линейная скорость точки K приложения силы;

$\omega = \omega_M$ - угловая скорость звена динамической модели, равная угловой скорости начального звена механизма.

Отношение скоростей V_K/ω м/рад в литературе называют аналогом линейной скорости точки K , или передаточной функцией.

Приведенный момент M_M^{np} , заменяющий действительный момент M , приложенный к i -му звену механизма, определяется по формуле

$$M_M = M \frac{\omega_i}{\omega} \quad (26)$$

где ω_i - угловая скорость i -ого звена.

Отношение угловых скоростей $\omega_i/\omega = \omega_i/\omega_M = u_{iM}$ передаточная функция (передаточное отношение).

Знак приведенного момента определяется знаком действительной силы: если действительная сила (или момент) положительна, т.е. совершает положительную работу, то и приведенный момент положителен, т.е. направлен по угловой скорости звена динамической модели. Следовательно, в формуле (25) $\cos(P, V_K)$ берется по абсолютной величине.

Отношения скоростей зависят от положения механизма, а не от скорости его движения. Следовательно, приведение сил может выполняться без знания действительного закона движения звеньев.

Пример. Рассмотрим определение приведенных моментов, заменяющих действительные силы и моменты, приложенные к звеньям механизма двухцилиндрового двигателя (см. рис. 13). К данному механизму приложены P_{∂_3} и P_{∂_5} - движущие силы, действующие на звенья 3 и 5; G_1, G_2, G_3, G_4, G_5 - силы тяжести звеньев; M_{C_1} - приложенный к звену 1 момент сопротивления со стороны той рабочей машины, которую приводит в движение двигатель. Начальным звеном механизма является коленчатый вал двигателя - звено 1, имеющее угловую координату φ и вращающееся с угловой скоростью ω_1 . Звено динамической модели имеет угловую координату φ_M и вращается с угловой скоростью ω_M . В каждый момент времени координаты и их производные по времени совпадают: $\varphi_M = \varphi_1$; $\omega_M = \omega_1$.

Для определения величины приведенного момента $M_{\partial_3}^{np}$, заменяющего движущую силу P_{∂_3} , воспользуемся формулой (25), которая примет вид

$$M_{\partial_3}^{np} = P_{\partial_3} \frac{V_B}{\omega_1} \quad (27)$$

так как

$$|\cos(P_{\partial_3}, V_B)| = 1$$

Передаточную функцию V_B/ω_1 , найдем, построив для рассматриваемого положения механизма план возможных скоростей (т.е. без масштаба, для произвольной величины ω_1 , задавшись постоянный отрезком pa) (рис. 17). Тогда

$$\frac{V_B}{\omega} = \frac{V_B}{V_A/l_{OA}} = l_{OA} \frac{pb}{pa}$$

где l_{OA} - длина кривошипа;

pb и pa - отрезки, изображающие скорости V_B и V_A .

Величину силы P_{∂_3} в каждом положении механизма следует взять из

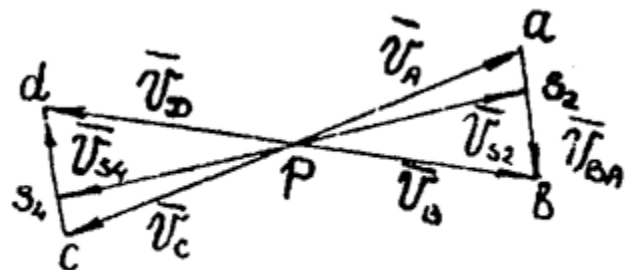


Рис. 17

построенного ранее графика $P_{\partial_3}(S_B)$ (см. рис.13). Знак момента $M_{\partial_3}^{np}$ определяется знаком силы P_{∂_3} . Момент $M_{\partial_3}^{np}$ следует вычислить для каждого положения механизма и затем построить график изменения приведенного момента $M_{\partial_3}^{np}(\varphi_1)$.

На графиках приведенных моментов здесь и далее по оси абсцисс следует откладывать угол поворота φ_M - звена динамической модели. Для нашего примера в каждый момент времени $\varphi_M = \varphi_1$ (φ_1 - угол поворота начального звена 1). Угол φ_1 удобно отсчитывать от мертвого положения механизма, принятого за начальное. Так как цикл работы механизма в рассматриваемом случае равен двум оборотам звена 1, то по оси абсцисс следует отложить угол 4π рад. Если база графика равна b мм, то масштаб по оси абсцисс равен $\mu_\varphi = b/4\pi$ мм/рад.

Масштаб по оси ординат графика $M_{\partial_3}^{np}(\varphi_1)$ назначается с учетом желаемой максимальной ординаты:

$$\mu_M = \frac{(Y_M^{np})_{\max}}{(M_{\partial}^{np})_{\max}} \frac{\text{мм}}{\text{Н} \cdot \text{м}} \quad (28)$$

Заметим, что в тех машинах (двухтактный двигатель внутреннего сгорания, компрессор, ковочный пресс и др.), где продолжительность цикла равна одному обороту начального звена, по оси абсцисс следует отложить угол 2π рад.

Примерный вид графика $M_{\partial_3}^{np}(\varphi_1)$ представлен на рис. 18.

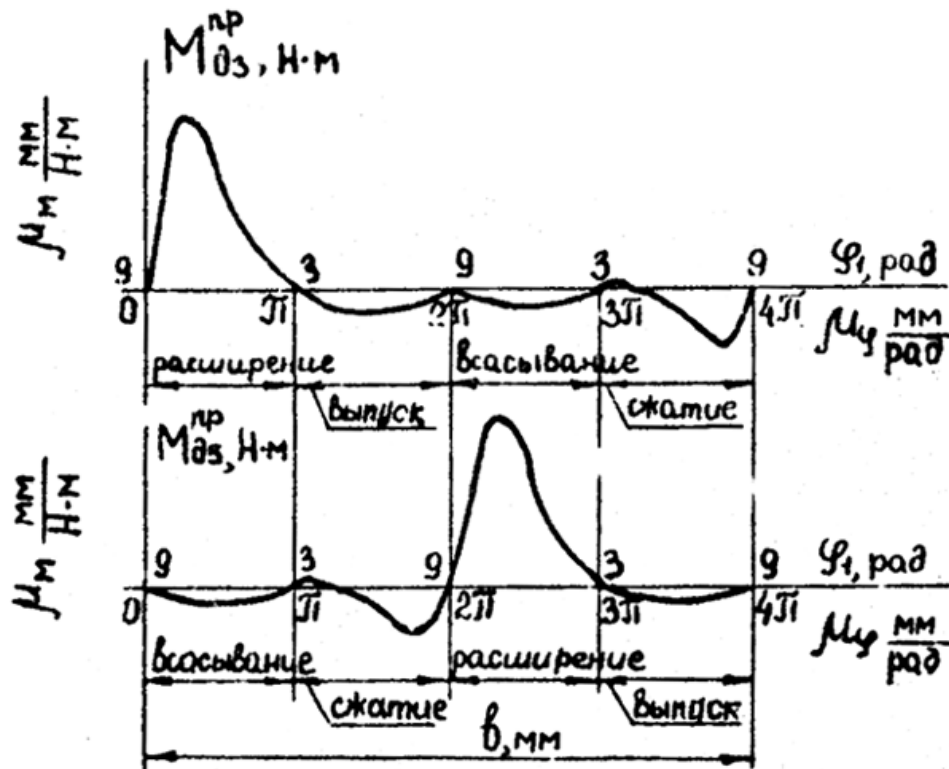


Рис. 18

Результаты расчета рекомендуется поместить в расчетно-пояснительной записке в виде таблицы по следующему образцу

Величина	Размерность	Положения механизма			
		0	1	2	...
y_P	мм				
$P_\partial = y_P / \mu'_P$	Н				
pb	мм				
pb/pa	—				
$l_{OA} \frac{pb}{pa}$	м				
M_∂^{np}	$H \cdot м$				

Момент $M_{\partial_5}^{np}$, заменяющий силу P_{∂_5} , определяется аналогично. График $M_{\partial_5}^{np}(\varphi_1)$ построен с учетом того, что рабочий процесс в правом цилиндре сдвинут по фазе на угол 2π по отношению к процессу в левом цилиндре (рис. 18).

При построении графиков приведенных моментов для многоцилиндровых машин следует обязательно учитывать угол сдвига фаз рабочих процессов в цилиндрах машины.

Найдем приведенные моменты, заменяющие силы тяжести звеньев.

Приведенный момент $M_{G_1}^{np}$, заменяющий силу тяжести G_1 звена 1, равен

$$M_{G_1}^{np} = G_1 \frac{V_0}{\omega_1} \cos(G_1, V_0) = 0$$

так как скорость точки O $V_0 = 0$.

Приведенный момент $M_{G_2}^{np}$, заменяющий силу тяжести G_2 звена 2, равен

$$M_{G_2}^{np} = G_2 \frac{V_{S_2}}{\omega_1} \cos(G_2, V_{S_2}) = 0 \quad (29)$$

где отношение скоростей V_{S_2}/ω_1 находим с помощью плана возможных скоростей по формуле

$$\frac{V_{S_2}}{\omega_1} = \frac{V_{S_2}}{V_A/l_{OA}} = l_{OA} \frac{pS_2}{pa}$$

Так как $M_{G_2}^{np}$ зависит от положения механизма, то следует найти его значение для каждого положения и затем построить график $M_{G_2}^{np}(\varphi_1)$.

Аналогично определяется приведенный момент $M_{G_4}^{np}$, заменяющий силу тяжести G_4 звена 4.

Приведенный момент $M_{G_3}^{np}$, заменяющий силу тяжести G_3 звена 3, равен

$$M_{G_3}^{np} = G_3 \frac{V_B}{\omega_1} \cos(G_3, V_B) = 0$$

так как $\cos(G_3, V_B) = 0$

Аналогично $M_{G_3}^{np} = 0$.

Во многих машинах приведенные моменты от сил тяжести звеньев малы (по сравнению с приведенными моментами от сил движущих и сопротивления) и ими можно пренебречь.

Приведенный момент $M_{C_1}^{np}$, заменяющий момент сопротивления M_{C_1} найдем по формуле (26), которая примет вид

$$M_{C_1}^{np} = M_{C_1} \frac{\omega_1}{\omega_1} = M_{C_1} \quad (30)$$

В данном случае приведенный момент $M_{C_1}^{np}$ равен действительному моменту M_{C_1} , так как последний приложен к начальному звену.

Зная в каждом положении механизма величины приведенных моментов, можно, сложив их алгебраически, получить суммарный приведенный момент

$$M_{\Sigma}^{np} = M_{O_3}^{np} + M_{O_5}^{np} + M_{G_2}^{np} + M_{G_4}^{np} + M_{C_1}^{np} \quad (31)$$

и построить график $M_{\Sigma}^{np}(\varphi_1)$.

Момент M_{Σ}^{np} , приложенный к звену динамической модели, производит ту же работу, что и все реальные силы и моменты, приложенные к различным звеньям механизма.

б) Метод приведения масс

В основу метода приведения масс положено условие равенства кинетической энергии всех звеньев механизма и звена динамической модели. В этом случае закон движения последнего будет таким же, как и закон движения начального звена реального механизма.

Для определения приведенного момента инерции J_i^{np} каждого звена механизма необходимо составить равенство кинетических энергий рассматриваемого звена и звена модели.

В зависимости от характера движения звена существуют следующие варианты равенства кинетических энергий:

1. При поступательном движении i -го звена механизма

$$\frac{m_i V_{S_i}^2}{2} = \frac{J_i^{np} \omega^2}{2},$$

откуда

$$J_i^{np} = m_i \left(\frac{V_{S_i}}{\omega} \right)^2 \quad (32)$$

2. При вращательном движении звена вокруг неподвижной оси K

$$\frac{J_{ik}^{np} \omega_i^2}{2} = \frac{J_i^{np} \omega^2}{2},$$

откуда

$$J_i^{np} = J_{ik} \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \quad (33)$$

3. При плоскопараллельном движении звена

$$\frac{m_i V_{S_i}^2}{2} + \frac{J_{is} \omega_i^2}{2} = \frac{J_i^{np} \omega^2}{2}$$

откуда

$$J_i^{np} = m_i \left(\frac{V_{S_i}}{\omega} \right)^2 + J_{is} \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \quad (34)$$

где V_{S_i}/ω , ω_i/ω - передаточные функции.

Суммарный приведенный момент инерции всего механизма равен сумме приведенных моментов инерции всех его звеньев и зависит от положения механизма:

$$J_{\Sigma}^{np} = \sum J_i^{np} \quad (35)$$

J_{Σ}^{np} зависит от отношения скоростей и может определяться без учета действительного закона движения звеньев.

В качестве примера определим суммарный приведенный момент инерции механизма, изображенного на рис. 13. Звено 1 - начальное звено механизма. Приведенный момент инерции звена 3 находится по формуле

$$J_3^{np} = m_3 \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2$$

Заменяя $\omega_1 = V_A/l_{OA}$ и переходя к отрезкам, взятым из плана возможных скоростей, получил

$$J_3^{np} = m_3 \cdot l_{OA}^2 \cdot \left(\frac{V_B}{V_A} \right)^2 = m_3 \cdot l_{OA}^2 \cdot \left(\frac{pb}{pa} \right)^2 \quad (36)$$

Аналогично для звена 5

$$J_5^{np} = m_5 \cdot \left(\frac{V_D}{\omega_1} \right)^2 = m_5 \cdot l_{OA}^2 \cdot \left(\frac{V_D}{V_A} \right)^2 = m_5 \cdot l_{OA}^2 \cdot \left(\frac{pd}{pa} \right)^2$$

Приведенный момент инерции звена 2 определится по формуле

$$J_2^{np} = J_{2II}^{np} + J_{2B}^{np} = m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{2S} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2$$

Заменяя $\omega_2 = V_{BA}/l_{BA}$ и переходя к отрезкам, получим

$$J_2^{np} = J_{2II}^{np} + J_{2B}^{np} = m_2 \cdot l_{OA}^2 \left(\frac{pS_2}{pa} \right)^2 + J_{2S} \left(\frac{l_{OA}}{l_{BA}} \right)^2 \left(\frac{ab}{pa} \right)^2 \quad (37)$$

Аналогично для звена 4

$$J_4^{np} = J_{4\Pi}^{np} + J_{4B}^{np} = m_4 \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1} \right)^2 + J_{4S} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 = m_4 \cdot l_{OA}^2 \left(\frac{pS_4}{pa} \right)^2 + J_{4S} \left(\frac{l_{OA}}{l_{DA}} \right)^2 \left(\frac{dc}{pa} \right)^2$$

Рекомендуется предварительно подсчитать величины, не зависящие от положения механизма, например $m_3 l_{OA}^2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{2S} = \left(\frac{l_{OA}}{l_{BA}} \right)^2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ и т.д.

Результаты расчета для каждого $J_i^{np} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ заносят в таблицу и помещают в расчетно-пояснительной записке.

Величина	Размерность	Положения механизма			
		0	1	2	...
(pb/pa)	—				
$(pb/pa)^2$	—				
$J_3^{np} = m_3 l_{OA}^2 \left(\frac{pb}{pa} \right)^2$	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$				

Приведенный момент инерции звена 1 определится по формуле

$$J_1^{np} = J_{10} \left(\frac{\omega_1}{\omega_1} \right)^2 = J_{10} = \text{const} \quad (38)$$

Суммарный приведенный момент инерции всего механизма

$$J_{\Sigma}^{np} = J_1^{np} + J_2^{np} + J_3^{np} + J_4^{np} + J_5^{np} \quad (39)$$

Построив графики приведенных моментов инерции отдельных звеньев $J_i^{np}(\varphi_1)$ масштабе $\mu_J \text{ мм/кг} \cdot \text{м}^2$, можно получить график суммарного приведенного момента инерции $J_{\Sigma}^{np}(\varphi_1)$.

§ 6. Уравнение движения механизма

Пользуясь динамической моделью, теперь можно определить угловую скорость ω_M звена модели, равную ω начального звена механизма, по одному из следующих уравнений движения:

а) в энергетической форме

$$\frac{J_{\Sigma}^{np} \cdot \omega^2}{2} - T_{нач} = A_{\Sigma} \quad (40)$$

где A_{Σ} - сумма работ всех сил и моментов;

б) в дифференциальной форме

$$J_{\Sigma}^{np} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{\Sigma}^{np}}{d\varphi} = M_{\Sigma}^{np} \quad (41)$$

Различают три основных режима движения механизма.

Если угловая скорость начального звена увеличивается, то такой режим работы механизма называется разбегом. Разбег имеет место при пуске или переводе механизма с меньшей скорости на большую.

Если угловая скорость начального звена механизма изменяется периодически, то такое движение механизма называется установившимся. При установившемся движении работа движущих сил за цикл по величине равна работе сил сопротивления: $|A_d|_{\text{ц}} = |A_c|_{\text{ц}}$

Если же угловая скорость начального звена уменьшается, то такой режим работы механизма называется выбегом. Выбег имеет место при останове механизма, торможении или при переводе с большей скорости на меньшую.

Режимы разбега и выбега называют переходными режимами. Не всякий механизм во время своего движения обязательно проходит все три режима.

§ 7. Определение закона движения механизма при переходном режиме работы – разбега, когда силы и моменты зависят положения

Для получения искомой зависимости $\omega(\varphi)$ решим уравнение (40) относительно угловой скорости начального звена

$$\omega = \sqrt{\frac{2(A_{\Sigma} + T_{\text{нач}})}{J_{\Sigma}^{\text{np}}}} \quad (42)$$

Если известна зависимость момента $M_{\Sigma}^{\text{np}}(\varphi)$, то, интегрируя эту кривую, можно получить график суммарной работы $A_{\Sigma}(\varphi)$ (рис. 19) (угол φ должен быть отложен в радианах).

$$A_{\Sigma} = \int_{\varphi_{\text{нач}}}^{\varphi} M_{\Sigma}^{\text{np}} d\varphi \quad (43)$$

Масштаб работы при этом

$$\mu_A = \frac{\mu_M \cdot \mu_{\varphi}}{K} \frac{\text{мм}}{\text{Дж}} \quad (44)$$

где μ_{φ} - масштаб угла поворота φ , мм/рад;

μ_M - масштаб момента M_{Σ}^{np} , мм/Н · м,

K - отрезок интегрирования, мм.

Кинетическая энергия механизма в начальный момент времени:

$$T_{\text{нач}} = \frac{J_{\Sigma}^{\text{np}} \cdot \omega_{\text{нач}}^2}{2} \quad (45)$$

Если начальная угловая скорость $\omega_{\text{нач}} = 0$ (пуск машины), то $T_{\text{нач}} = 0$, и формула для подсчета ω примет вид

$$\omega = \sqrt{\frac{2A_{\Sigma}}{J_{\Sigma}^{\text{np}}}} \quad (46)$$

Имея графики суммарной работы $A_{\Sigma}(\varphi)$ и суммарного приведенного

момента инерции $J_{\Sigma}^{np}(\varphi)$, можно для каждого положения механизма по формуле (42) или (46) вычислить угловую скорость и построить график $\omega(\varphi)$.

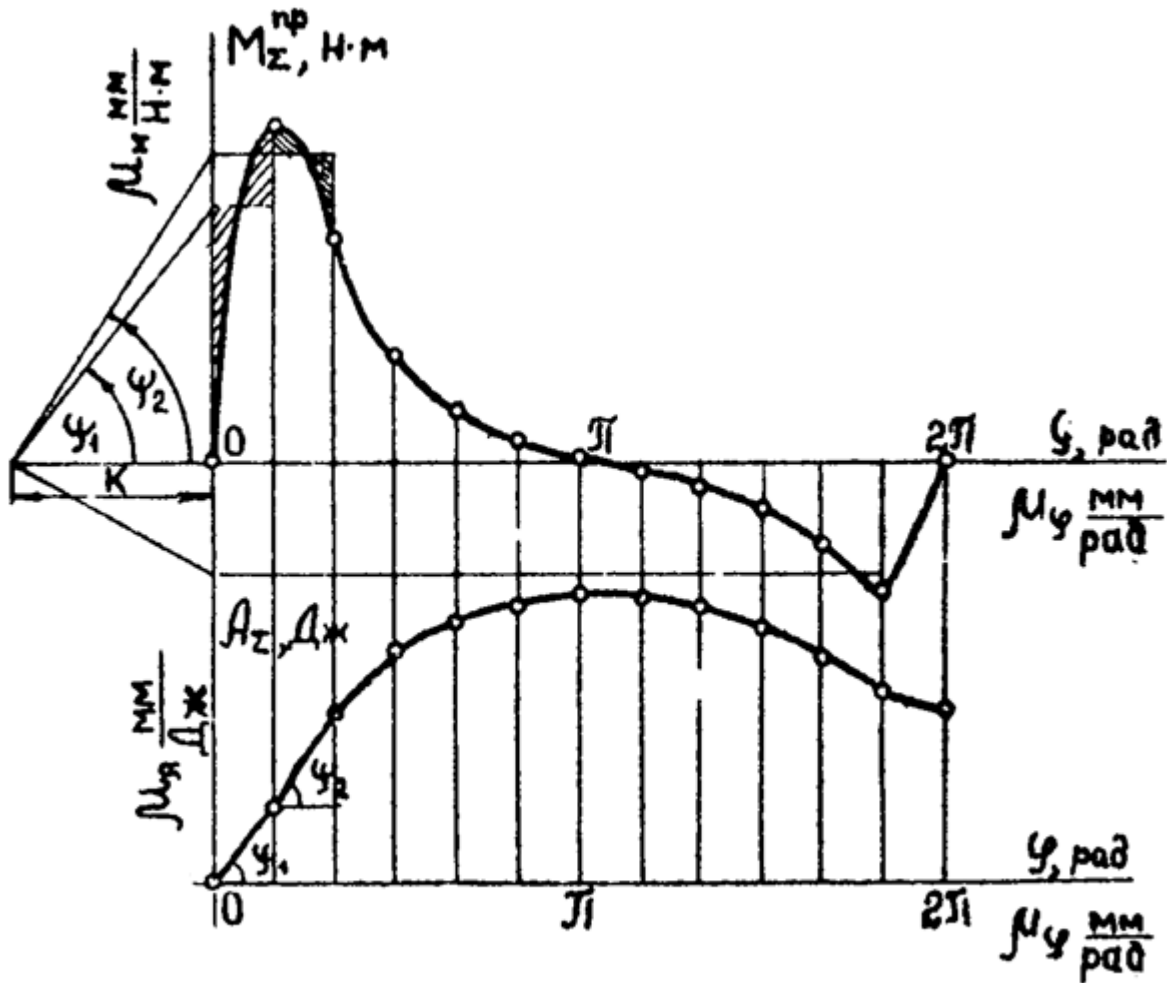


Рис. 19

Угловое ускорение $\varepsilon_M = \frac{d\omega_M}{dt}$ звена динамической модели, равное угловому ускорению ε начального звена механизма, определяется из уравнения движения в дифференциальной форме (41) по формуле

$$\varepsilon = \frac{M_{\Sigma}^{np}}{J_{\Sigma}^{np}} - \frac{\omega^2}{2J_{\Sigma}^{np}} \frac{dJ_{\Sigma}^{np}}{d\varphi} \text{ рад/с}^2 \quad (47)$$

В эту формулу M_{Σ}^{np} и производную $dJ_{\Sigma}^{np}/d\varphi$ подставляют со своим знаком. Величину и знак производной определяют по графику $J_{\Sigma}^{np}(\varphi)$ (рис. 20) из равенства

$$\frac{dJ_{\Sigma}^{np}}{d\varphi} = \frac{d\left(\frac{y_J}{\mu_J}\right)}{d\left(\frac{x_{\varphi}}{\mu_{\varphi}}\right)} = \frac{\mu_{\varphi}}{\mu_J} \frac{dy_J}{dx_{\varphi}} = \frac{\mu_{\varphi}}{\mu_J} \operatorname{tg} \psi$$

где ψ - угол между касательной к кривой $J_{\Sigma}^{np}(\varphi)$ в исследуемом положении и положительным направлением оси x_{φ} (например, в положении i на рис. 20 $\operatorname{tg} \psi > 0$, а в положении K $\operatorname{tg} \psi < 0$).

Определив $\operatorname{tg} \psi$ подсчитаем ε по формуле

$$\varepsilon = \frac{M_{\Sigma}^{np}}{J_{\Sigma}^{np}} - \frac{\omega^2}{2J_{\Sigma}^{np}} \frac{\mu_{\varphi}}{\mu_J} \operatorname{tg} \psi \quad (48)$$

Величины M_{Σ}^{np} , J_{Σ}^{np} берутся из соответствующих графиков для рассматриваемого положения механизма.

Угловое ускорение ε можно определить и другим, более простым, но менее точным способом по формуле

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega \cdot d\varphi}{dt \cdot d\varphi} = \omega \frac{d\omega}{d\varphi}$$

где величина и знак производной $d\omega/d\varphi$ определяется по графику $\omega(\varphi)$, аналогично определению производной $dJ_{\Sigma}^{np}/d\varphi$.

После преобразований

$$\varepsilon = \omega \frac{\mu_{\varphi}}{\mu_{\omega}} \operatorname{tg} \psi \quad (49)$$

где ψ - угол наклона касательной, проведенной к кривой $\omega(\varphi)$ с положительным направлением оси x_{φ} .

§ 8 Определение времени движения механизма

Известно, что

$$t - t_{нач} = \int_{\varphi_{нач}}^{\varphi} \frac{1}{\omega} d\varphi$$

Обычно принимают $t_{нач} = 0$.

Рассмотрим построение кривой времени $t(\varphi)$ (рис. 21) по заданному графику $\omega(\varphi)$. В пределах выбранных участков 0-1, 1-2 и т.д. кривую $\omega(\varphi)$ заменяем ступенчатым графиком с ординатами y_{ω_1} , y_{ω_2} и т.д. Величины указанных ординат следует определять из условия, что площади криволинейных треугольников, расположенных выше и ниже

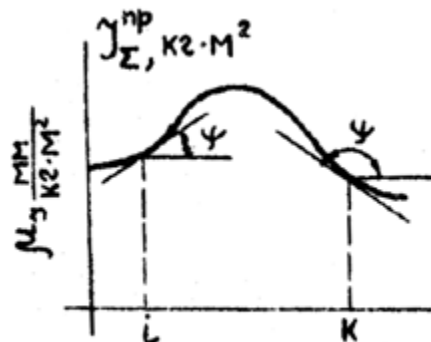


Рис. 20

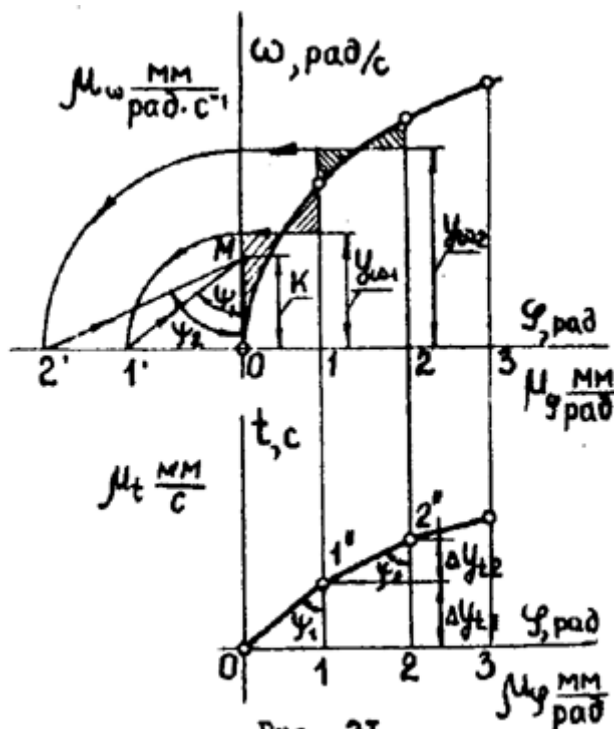


Рис. 21

ординаты y_{ω_i} , должны быть одинаковые (на рис. 21 указанные площади заштрихованы). Величины ординат y_{ω_i} переносим на ось ординат, а затем на отрицательную полуось абсцисс и получаем точки 1', 2' и т.д. Отложив по оси ординат отрезок $OM = K \text{ мм}$, соединяем точки 1', 2' и т.д. с точкой M . На графике $t(\varphi)$ в пределах каждого участка проводим линии, параллельные линиям $1'M$, $2'M$ и т.д. На участке 0-1: $01'' \parallel 1'M$; на участке 1-2: $1''2'' \parallel 2'M$. Через точки 0, 1'', 2'', ... проводим кривую времени. Масштаб кривой

$$\mu_t = \frac{\mu_\varphi \cdot K}{\mu_\omega} \text{ мм/с} \quad (50)$$

Чем больше отрезок K , тем больше будут ординаты графика $t(\varphi)$. Конечная ордината графика $t(\varphi)$ пропорциональна времени одного цикла работы механизма.

Методические указания по выполнению листа проекта по определению закона движения механизма при переходных режимах работы см. в §10.

§ 9. Установившееся движение механизма

а) Общие положения

При установившемся режиме начальное звено, которое обычно является главным валом машины (например, коленчатым валом основного механизма), вращается с угловой скоростью ω , изменяющейся по некоторому периодическому закону. В течение цикла ω колеблется относительно некоторого среднего значения ω_{cp} . Эти колебания определяют неравномерность вращения, которая оценивается коэффициентом неравномерности

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}} \quad (51)$$

где ω_{\max} и ω_{\min} - соответственно наибольшее и наименьшее значения ω за цикл.

Из уравнения (42) видно, что при заданных силах, определяющих A_Σ , и начальных условиях размах колебаний угловой скорости ω зависит от величины приведенного момента инерции J_Σ^{np} всего механизма.

Как известно, J_Σ^{np} представляет собой сумму приведенных моментов инерции всех звеньев механизма, т.е.

$$J_\Sigma^{np} = J_1^{np} + J_2^{np} + \dots + J_n^{np},$$

где 1, 2, ..., n - номера подвижных звеньев механизма.

Звенья механизма делят на две группы. В группу I входит начальное звено и все звенья, связанные с ним постоянным передаточным отношением. Приведенные моменты инерции звеньев I группы постоянны, их величина не зависит от положения механизма. Обозначим их сумму J_I^{np} . Ко II группе относятся все остальные звенья механизма. Приведенные моменты инерции звеньев этой группы переменны, они зависят от положения механизма. Обозначим их сумму J_{II}^{np} . Следовательно,

$$J_{\Sigma}^{np} = J_I^{np} + J_{II}^{np} \quad (52)$$

Изменять J_{Σ}^{np} практически возможно лишь за счет величины J_I^{np} , подбирая необходимую величину маховой массы и тем самым ограничивая размах колебаний угловой скорости ω таким образом, что коэффициент неравномерности δ будет иметь заданное значение. Необходимый момент инерции связан с коэффициентом неравномерности δ соотношением

$$J_I^{np} = \frac{(\Delta T_I)_{\max}}{\omega_{cp}^2 \cdot \delta} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (53)$$

где $(\Delta T_I)_{\max}$, Дж - наибольшее изменение кинетической энергии I группы звеньев в течение цикла;

ω_{cp} , рад/с - средняя угловая скорость начального звена.

Величина $(\Delta T_I)_{\max}$ определяется по способу проф. Н.И. Мерцалова следующим образом. Кинетическая энергия механизма равна сумме кинетических энергий всех его звеньев. Учитывая разделение звеньев на две группы, можно записать

$$T = T_I + T_{II}$$

откуда

$$T_I = T - T_{II} \quad (54)$$

где $T = A_{\Sigma} + T_{нач}$ - полная кинетическая энергия механизма;

T_{II} - кинетическая энергия II группы звеньев.

По уравнению (54) можно построить график $T_I(\varphi)$ и определить

$$(\Delta T_I)_{\max} = T_{I \max} - T_{I \min} \quad (55)$$

где $T_{I \max}$ и $T_{I \min}$ - соответственно наибольшее и наименьшее значения кинетической энергии I группы звеньев в течение цикла.

Рассмотрим отдельные этапы определения $(\Delta T_I)_{\max}$.

б) Работа суммарного приведенного момента

По условию приведения сил суммарная работа A_{Σ} всех сил и моментов, действующих на звенья механизма, равна работе суммарного приведенного момента M_{Σ}^{np} и находится из равенства (43)

$$A_{\Sigma} = \int_{\varphi_{нач}}^{\varphi} M_{\Sigma}^{np} d\varphi$$

При установившемся движении суммарная работа за цикл $(A_{\Sigma})_y = 0$, следовательно, работа движущих сил за цикл по величине равна работе сил сопротивления: $|A_d|_y = |A_c|_y$

Суммарный приведенный момент

$$M_{\Sigma}^{np} = M_d^{np} + M_c^{np} + M_{Gi}^{np} \quad (56)$$

Построение графика $A_{\Sigma}(\varphi)$ при установившемся движении из-за ряда особенностей разберем подробнее.

В качестве примера рассмотрим машинный агрегат, состоящий из электродвигателя и рабочей машины - брикетировочного пресса. Схема механизма пресса представлена на рис. 31. Источником механической энергии является электродвигатель, который через зубчатый механизм с передаточным отношением $U_{\partial_1} = \omega_{\partial}/\omega_1$ приводит во вращение начальное звено 1 (зубчатый механизм на рис. 31 не показан). Вращение звена 1 посредством кулисного механизма преобразуется в возвратно-поступательное движение ползуна 5.

При движении ползуна вниз происходит прессование брикета. Со стороны последнего при этом на ползун действует сила полезного сопротивления P_c , характер изменения которой задан графиком $P_c(S_E)$. При движении ползуна вверх сила $P_c = 0$. Цикл работы механизма происходит за один оборот звена 1, т.е. $\varphi_u = 2\pi$ рад. Момент электродвигателя M_{∂} можно в первом приближении считать постоянным: $M_{\partial} = const$. Пользуясь методом приведения сил, изложенным в §5, п.а, построим графики $M_c^{np}(\varphi_1)$ и $\sum M_{G_i}^{np}(\varphi_1)$ (рис. 31). Согласно уравнению (56) для определения суммарного приведенного момента M_{Σ}^{np} необходимо иметь еще график $M_{\partial}^{np}(\varphi_1)$ (рис. 31). Приведенный движущий момент равен $M_{\partial}^{np} = U_{\partial_1} \cdot M_{\partial} = const$. Однако величина M_{∂} не задана, поэтому M_{∂}^{np} определяется из условия, что $|A_{\partial}|_u = |A_c|_u$. Работа сил сопротивления за цикл пропорциональна площади $f_c, мм^2$ под кривой $M_c^{np}(\varphi_1)$ и равна

$$A_{cu} = \frac{f_c}{\mu_M \cdot \mu_{\varphi}} \text{ Дж}.$$

Работа движущих сил за цикл

$$A_{\partial u} = M_{\partial}^{np} \cdot 2\pi \text{ Дж},$$

поскольку $M_{\partial}^{np} = const$. Следовательно,

$$M_{\partial}^{np} = \frac{|f_c|}{\mu_M \cdot \mu_{\varphi} \cdot 2\pi} H \cdot м$$

Масштаб μ_M мм/ $H \cdot м$ назначается; масштаб μ_{φ} мм/рад определяется по формуле $\mu_{\varphi} = b/\varphi_u$. В нашем примере $\mu_{\varphi} = b/2\pi$ мм/рад.

Имея теперь все необходимые зависимости, построим график суммарного приведенного момента M_{Σ}^{np} (рис. 31). Проинтегрировав графически зависимость M_{Σ}^{np} , получим искомый график $A_{\Sigma}(\varphi_1)$ (рис. 31) в масштабе

$$\mu_A = \frac{\mu_M \cdot \mu_{\varphi}}{K} \text{ мм/Дж}$$

где K - отрезок интегрирования, мм; μ_M и μ_{φ} - масштабы исходных графиков.

Конечная ордината графика $A_{\Sigma}^{np}(\varphi_1)$ должна быть равна нулю: это признак установившегося движения.

Рассмотрим на другом примере получение суммарной работы без

подсчета площадей. Определим суммарную работу A_{Σ} для машинного агрегата, состоящего из двухтактного двигателя внутреннего сгорания и электрогенератора. Схема механизма двигателя и его индикаторная диаграмма представлены на рис. 22. Момент сопротивления электрогенератора принят приближенно постоянным $M_c = const$, но не задан по величине.

Построим график приведенного момента движущих сил $M_o^{np}(\varphi_1)$ (рис. 23а). Проведем графическое интегрирование этого графика и получим кривую работы приведенного движущего момента (рис. 23б). Ордината этой кривой в конце цикла изображает в масштабе μ_A работу приведенного момента движущих A_o за цикл. При установившемся движении работа движущих сил за цикл по величине равна работе сил сопротивления $|A_o|_u = |A_c|_u$. Следовательно, ордината, пропорциональная A_{ou} , будет одновременно в том же масштабе μ_A изображать работу сил сопротивления за цикл, но взятую с обратным знаком ($A_{ou} = -A_{cu}$).

На рис. 23б изобразим работу A_{cu} с ее истинным знаком и покажем зависимость $A_c(\varphi_1)$. Эта зависимость выразится наклонной прямой, так как $M_c^{np} = M_c = const$. Ординату, изображающую момент M_c^{np} в масштабе μ_M , определим, проведя графическое дифференцирование графика $A_c(\varphi_1)$.

График суммарной работы $A_{\Sigma}(\varphi_1)$ построим, сложив в каждом положении ординаты работы движущих сил и сил сопротивления.

Для этого на графике $A_o(\varphi_1)$ (рис. 23б) проведем штриховую линию, изображающую зависимость $-A_c(\varphi_1)$. Алгебраическая сумма ординат этих графиков дает отрезок, заключенный между кривыми A_o и $(-A_c)$ и изображающий в масштабе текущее значение суммарной работы A_{Σ} . График $A_{\Sigma}(\varphi_1)$ показан на рис. 24.

в) Кинетическая энергия звеньев механизма

График кинетической энергии всех звеньев механизма

Поскольку

$$T = A_{\Sigma} + T_{нач},$$

ось абсцисс графика $A_{\Sigma}(\varphi)$ нужно перенести вниз на величину ординаты, соответствующей начальной кинетической энергии $T_{нач}$. Однако конкретное значение $T_{нач}$ пока неизвестно; поэтому положение оси абсцисс показано на рис. 24 условно.

Построение графика приведенных моментов инерции $J_{II}^{np}(\varphi)$ и приближенного графика $T_{II}(\varphi)$. Для решения уравнения (54) необходимо иметь график кинетической энергии $T_{II}(\varphi)$ II группы звеньев. Определим кинетическую энергию T_{II} через приведенные моменты инерции этой же группы звеньев. Для этого построим зависимость $J_{II}^{np}(\varphi)$. Построение графика

$J_{II}^{np}(\varphi)$ разберем на примере кривошипно-ползунного механизма (рис. 22), II группа звеньев которого включает в себя звенья 2 и 3.

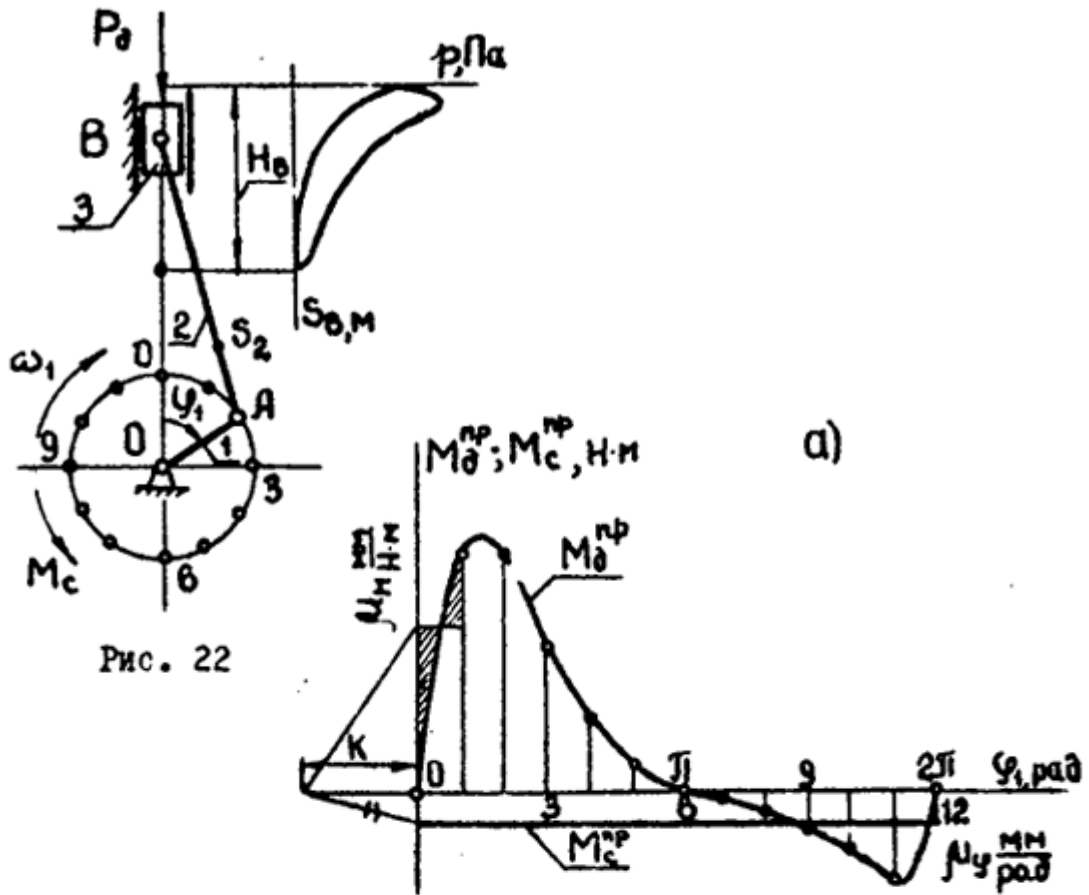


Рис. 22

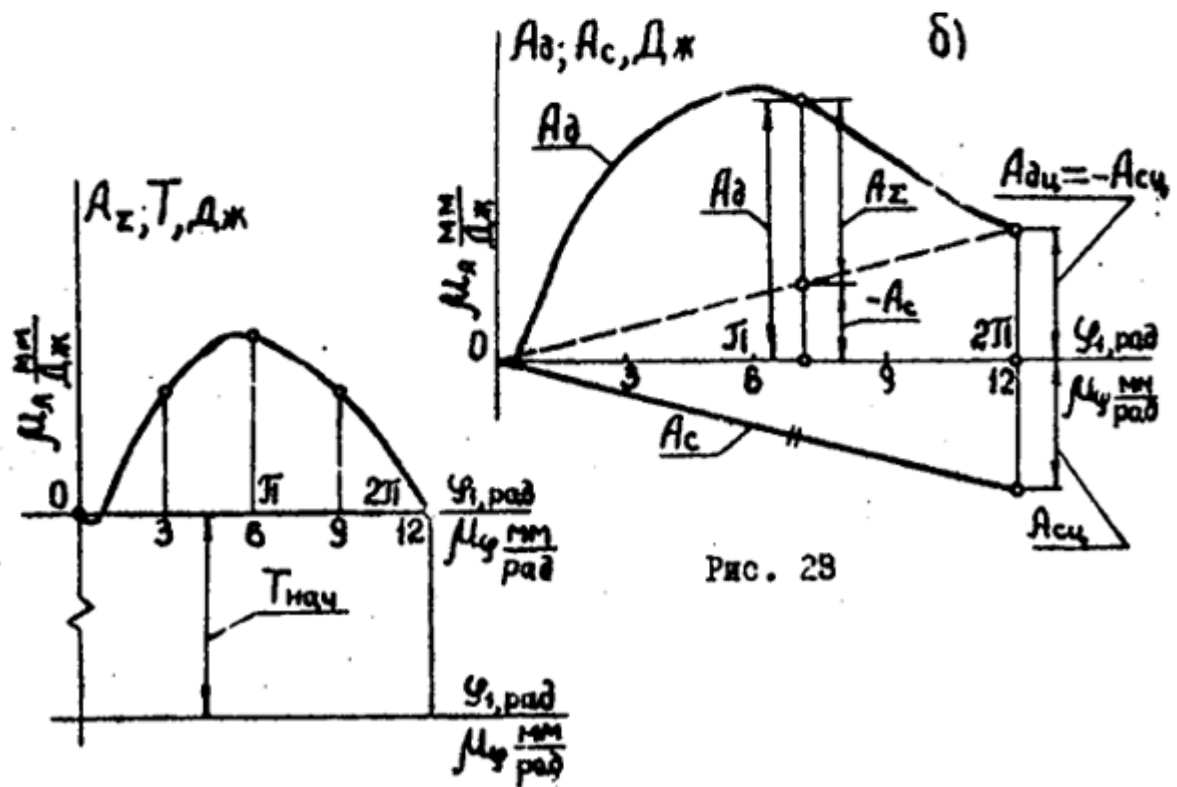


Рис. 23

Рис. 24

Для определения приведенных моментов инерции звена 2 (шатунa), совершающего плоское движение, и звена 3 (ползуна), движущегося поступательно, используем формулы (34) и (32):

$$J_2^{np} = J_{2\Pi}^{np} + J_{2B}^{np} = m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{2S} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2,$$

$$J_3^{np} = m_3 \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2.$$

Заменяя $\omega_1 = V_A / l_{OA}$, $\omega_2 = V_{BA} / l_{BA}$ и переходя к отрезкам с планов возможных скоростей, получим

$$J_2^{np} = m_2 \cdot l_{OA}^2 \cdot \left(\frac{pS_2}{pa} \right)^2 + J_{2S} \left(\frac{l_{OA}}{l_{BA}} \right)^2 \left(\frac{ba}{pa} \right)^2,$$

$$J_3^{np} = m_3 \cdot l_{OA}^2 \cdot \left(\frac{pb}{pa} \right)^2.$$

Еще раз обратим внимание на то, что величины J_2^{np} и J_3^{np} зависят от отношения скоростей точек механизма, а не от их абсолютного значения. Отношения скоростей, входящие в выражения для определения J_2^{np} и J_3^{np} , заменяются для каждого положения механизма отношением соответствующих отрезков, взятых с планов возможных скоростей. Выберем масштаб μ_J мм/кг·м² и построим зависимости $J_{2\Pi}^{np}$, J_{2B}^{np} и J_3^{np} по углу поворота φ_1 . Сложив их, получим график $J_{II}^{np}(\varphi_1)$ (рис. 25).

Кинетическую энергию T_{II} звеньев 2 и 3 выразим через сумму приведенных моментов инерции J_{II}^{np} этих звеньев:

$$T_{II} = \frac{J_{II}^{np} \cdot \omega_1^2}{2}$$

Кинетическую энергию T_2 звена 2 представим в виде двух слагаемых: $T_{2\Pi}$ - кинетической энергии звена в поступательной части движения со скоростью V_{S_2} и T_{2B} - кинетической энергии во вращательной части движения вокруг оси, проходящей через центр масс S_2 шатуна. В результате получим

$$T_{2\Pi} + T_{2B} + T_3 = T_{II} = \frac{J_{II}^{np} \cdot \omega_1^2}{2}$$

Закон изменения ω_1 еще неизвестен. Поэтому для определения T_{II} воспользуемся приближенным равенством $\omega_1 \cong \omega_{1cp}$, поскольку коэффициент неравномерности δ - величина малая.

Тогда

$$T_{II} \approx J_{II}^{np} \frac{\omega_{1cp}^2}{2} \quad (57)$$

Так как $\omega_{1cp} = const$, то T_{II} можно считать пропорциональной J_{II}^{np} , а

построенную кривую $J_{II}^{np}(\varphi_1)$ принять за приближенную кривую $T_{II}(\varphi_1)$. Масштаб графика $T_{II}(\varphi_1)$

$$\mu_T = \frac{2}{\omega_{1cp}^2} \mu_J \text{ мм/Дж} \quad (58)$$

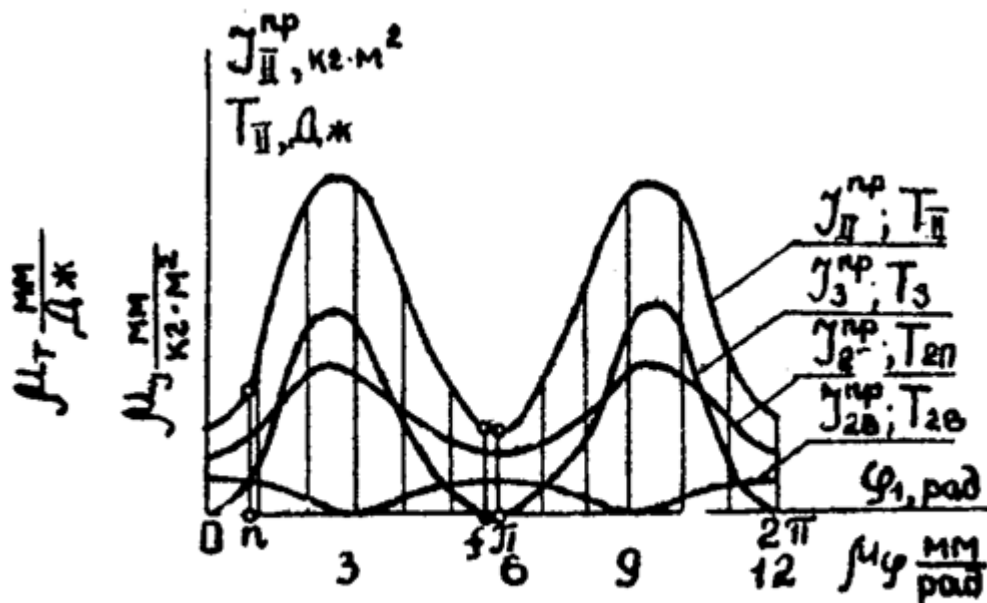


Рис. 25

При решении задачи динамики для многоцилиндровых поршневых машин должен быть построен график $\sum T_{II}(\varphi) = \sum_{i=1}^n (T_{II})_i$,

где n - число рассматриваемых механизмов, равное числу цилиндров машины.

Рекомендуется описанным выше способом получить сначала график $T_{II}(\varphi)$ для механизма, передающего движение от поршня цилиндра на главный (коленчатый) вал, а затем в каждом положении механизма графически или аналитически просуммировать n ординат этой диаграммы, учитывая угол между осями цилиндров и угол между кривошипами коленчатого вала.

Так, например, на рис. 30 показана схема двухцилиндрового двухтактного двигателя внутреннего сгорания с рядным расположением цилиндров. Рабочий процесс в каждом цилиндре происходит за один оборот главного вала - начального вала 1. Угол между кривошипами коленчатого вала составляет π рад, угол между осями цилиндров равен 0. При таком расположении цилиндров и таком угле между кривошипами кинематические процессы механизмов рассматриваемого двигателя сдвинуты друг относительно друга на угол π рад. Фазы рабочего процесса в цилиндре 2 сдвинуты по отношению к одноименным фазам рабочего процесса в цилиндре 1 также на угол π , т.е. на угол поворота главного вала за время половины цикла.

На такой же угол сдвинуты изображенные на рис. 30 графики $T_{II}(\varphi_1)_{1cy}$ и $T_{II}(\varphi_1)_{2cy}$ для механизмов цилиндров 1 и 2. После сложения ординат этих графиков получен график $\sum T_{II}(\varphi_1)$ (рис. 30).

Построение приближенного графика $T_I(\varphi_1)$. Согласно уравнению (54)

имеем

Следовательно, для механизма двигателя (см. рис. 22) при построении кривой $T_I(\varphi_1)$ необходимо из ординат кривой $T(\varphi_1)$ (рис. 26) в каждом положении механизма вычесть отрезки, изображающие величины T_{II} ; взятые из графика $T_{II}(\varphi_1)$ (рис. 25); вычитаемые отрезки должны быть представлены обязательно в том же масштабе μ_A мм/Жж, в каком построена кривая $T(\varphi_1)$. Полученная кривая $T_I(\varphi_1)$ (рис. 26) - приближенная, так как построена вычитанием из точной кривой $T(\varphi_1)$ приближенных значений T_{II} .

г) Определение необходимого момента инерции маховых масс

Построив кривую $T_I(\varphi_1)$ (рис. 26), найдем на ней точки F и N , соответствующие значениям $T_{I \max}$ и $T_{I \min}$, и получим согласно уравнению (55) максимальное изменение кинетической энергии I группы звеньев за период цикла

$$(\Delta T_I)_{\max} = T_{I \max} - T_{I \min} = \frac{(\Delta y_{T_I})_{\max}}{\mu_A} \text{ Дж},$$

где $(\Delta y_{T_I})_{\max}$ - отрезок в мм, изображавший $(\Delta T_I)_{\max}$ в масштабе μ_A

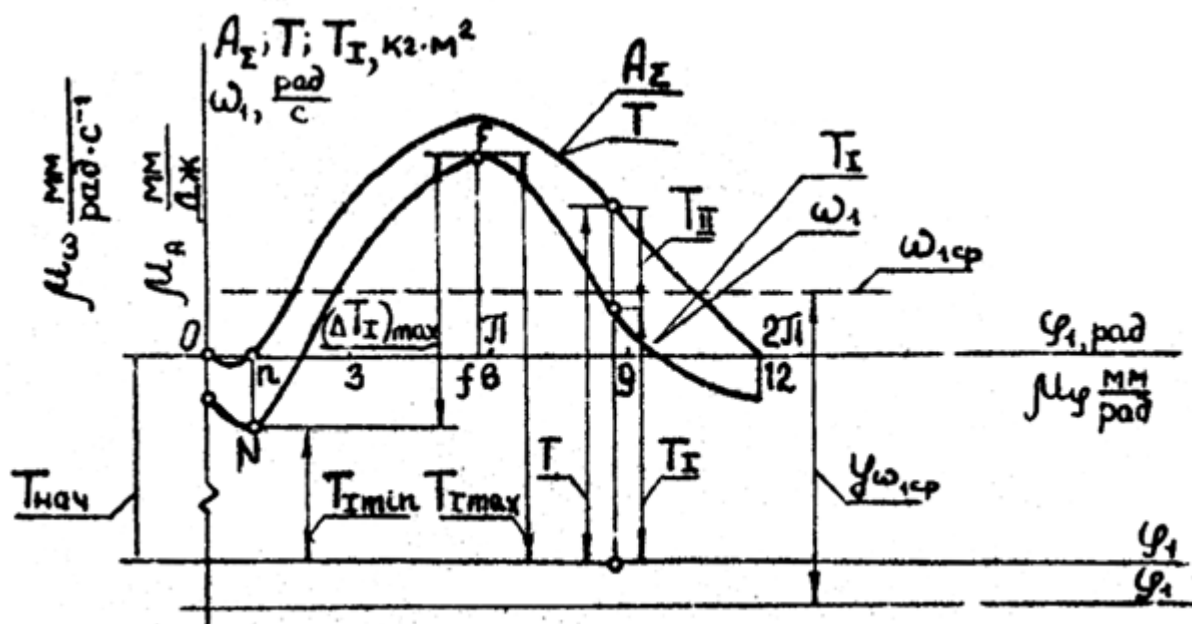


Рис. 26

Необходимый момент инерции J_I^{np} подсчитывается по формуле (53)

$$J_I^{np} = \frac{(\Delta T_I)_{\max}}{\omega_{1cp}^2 \cdot \delta} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Допущение, что $\omega_1 \cong \omega_{1cp}$, при построении графика $T_{II}(\varphi_1)$, не вносит заметной ошибки в расчет при малых значениях δ . При значениях $\delta > 1/20$, чтобы избежать завышения маховых масс, в расчет целесообразно вносить поправку, пользуясь формулой

$$J_I^{np} = \frac{(\Delta T_I)_{\max} - \delta(T_{II_F} + T_{II_N})}{\omega_{I_{cp}}^2 \cdot \delta} \quad (59)$$

где T_{II_F} и T_{II_N} - значения кинетической энергии звеньев II группы (рис. 25) соответственно в положениях механизма f и n , где кинетическая энергия звеньев I группы имеет значения $T_{I_{\max}}$ и $T_{I_{\min}}$ (рис. 26).

д) Определение момента инерции дополнительной маховой массы

По формуле (53) подсчитывается тот необходимый момент инерции J_I^{np} , который обеспечит колебания угловой скорости ω_1 в пределах, заданных коэффициентом неравномерности δ . В I группу звеньев кроме начального звена часто входят еще и другие звенья: роторы различных машин, зубчатые колеса, подвижные части редукторов и т.д. Все эти звенья, связанные с начальным звеном постоянным передаточным отношением, обладают маховыми массами, которые влияют на закон движения начального звена. Если сумма приведенных моментов инерции этих звеньев оказывается меньше значения необходимого момента инерции J_I^{np} , то в состав I группы звеньев надо вводить дополнительную маховую массу, момент инерции которой определяют по формуле

$$J_{\text{доп}} = J_I^{np} - \sum J_{\text{вр.дет.}}^{np} \quad (60)$$

где $\sum J_{\text{вр.дет.}}^{np}$ - сумма приведенных моментов инерции вращающихся деталей, связанных с начальным звеном постоянным передаточным отношением.

Напомним, что если для ротора задан маховой момент $GD^2 \text{ кгс} \cdot \text{м}^2$ (в технической системе единиц), то его нужно пересчитать на момент инерции (см. введение).

Рассмотрим пример. На рис. 27 показана та часть механизма машинного агрегата, которая представляет собой I группу звеньев. Начальное звено - коленчатый вал (ϵ) основного механизма - тихоходный. Поэтому между ним и электродвигателем поставлена понижающая передача, состоящая из редуктора и пары зубчатых колес Z_2 и Z_1 . Для нашего примера момент инерции начального звена $J'_{10} = J_{\epsilon} + J_{Z_1}$.

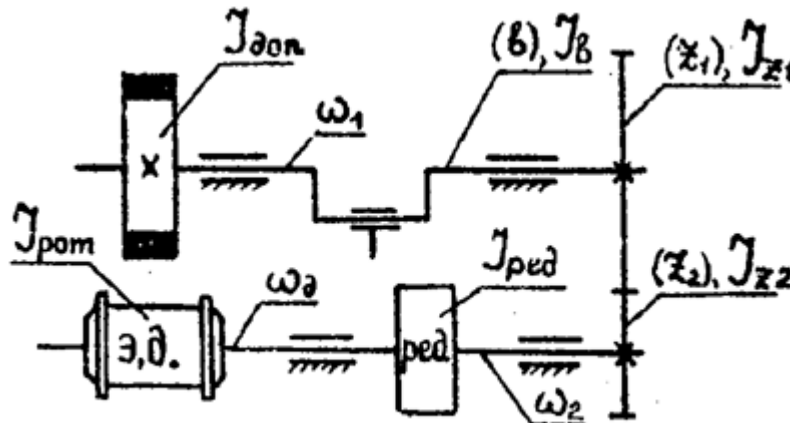


Рис. 27

С помощью формулы (60) определим момент инерции дополнительной маховой массы, которая размещается на валу начального звена

$$J_{дон} = J_I^{np} - (J_{\epsilon} + J_{Z_1} + J_{Z_2}^{np} + J_{ред}^{np} + J_{ром}^{np}).$$

Необходимый момент инерции J_I^{np} получен из динамического расчета. Приведенные моменты инерции остальных звеньев I группы подсчитываются следующим образом:

$$J_{Z_2}^{np} = J_{Z_2} \cdot U_{21}^2 = J_{Z_2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 = J_{Z_2} \cdot \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2;$$

$$J_{ром}^{np} = J_{ром} \left(\frac{\omega_{\epsilon}}{\omega_1} \right)^2 = J_{ром} \cdot U_{\partial_1}^2.$$

Здесь U_{21} и U_{∂_1} - передаточные функции.

е) Определение закона движения механизма

Закон движения начального звена механизма может быть определен по уравнению (42).

Однако определив по этому уравнению угловой скорости затруднено тем, что необходимо знать начальные условия, которые обычно для установившегося движения наперед неизвестны. Поэтому при определении закона движения воспользуемся тем, что при малых значениях коэффициента неравномерности δ верхняя часть графика $T_I(\varphi_1)$ (рис. 26), изображающая изменение кинетической энергии T_I , приближенно изображает также изменение угловой скорости ω_1 .

В точках F и N кривой ω_1 имеет соответственно значения $\omega_{1\max}$ и $\omega_{1\min}$. Масштаб графика угловой скорости определяется по формуле

$$\mu_{\omega} = \mu_A \cdot J_I^{np} \cdot \omega_{1cp} \frac{мм}{рад \cdot c^{-1}} \quad (61)$$

Чтобы перейти от изменений угловой скорости к ее полному значению, необходимо определить положения оси абсцисс графика $\omega_1(\varphi_1)$. Для этого через середину отрезка, изображающего разность $(\omega_{1\max} - \omega_{1\min})$ и равного разности ординат точек F и N (рис. 26), проводится горизонтальная штриховая линия, которая является линией средней угловой скорости ω_{1cp} . Расстояние от линии ω_{1cp} до оси абсцисс определяется следующим образом:

$$y_{\omega_{cp}} = \omega_{кр} \cdot \mu_{\omega} \text{ мм} \quad (62)$$

Получив положение оси абсцисс графика $\omega_1(\varphi_1)$, можно определить $\omega_{1нач}$, а по ней и $T_{нач} = \frac{J_{\Sigma нач}^{np} \cdot (\omega_{1нач})^2}{2}$.

§ 10. Методические указания для выполнения листа проекта
"Проектирование основного механизма
и определение закона его движения"

Реальный механизм с начальным вращающимся звеном следует заменить одномассовой динамической моделью (см. § 5).

Решение рекомендуется выполнять в следующем порядке (первые восемь пунктов относятся одновременно к переходным режимам и к установившемуся движению механизма):

1. Проектируют механизм по заданным условиям. (Определяют размеры звеньев - гл. I).

2. На листе вычерчивают в масштабе схему механизма. Угол поворота начального звена за цикл работы механизма разбивают на требуемое число равных частей. Механизм строят во всех положениях.

3. Для каждого из положений механизма строят план возможных скоростей (§ 5).

4. Строят заданную индикаторную диаграмму $p(s)$ (для поршневой машины) и график усилий $P(s)$, действующих на выходное звено (ползун, поршень, коромысло и др.) (§ 4).

5. Строят графики приведенных моментов от сил движущих $M_o^{np}(\varphi)$, сопротивления $M_c^{np}(\varphi)$ и тяжести $M_{G_i}^{np}(\varphi)$ в функции угла поворота начального звена (§ 5, п. а; § 9, п. б).

6. Строят график суммарного приведенного момента $M_\Sigma^{np}(\varphi)$ (§ 5, п. а).

7. Методом графического интегрирования строят график суммарной работы $A_\Sigma(\varphi)$ (§ 7; § 9, п. б).

8. Строят график $J_i^{np}(\varphi)$ переменных приведенных моментов инерции звеньев II группы и их сумму $J_{II}^{np}(\varphi)$, а для многоцилиндровой машины $\sum J_{II}^{np}(\varphi)$ (§ 9, п. в).

Далее пункты порядка решения нумеруются с буквой "А" для переходных режимов движения, с буквой "Б" - для установившегося движения.

9А. Для каждого положения механизма определяют величину суммарного приведенного момента инерции $J_\Sigma^{np} = J_I^{np} + J_{II}^{np}$. График $J_{II}^{np}(\varphi)$ построен (см. п. 8). $J_I^{np} = \sum J_i^{np} = const$ определяют по исходным данным проекта (§ 9, п. д).

10А. По заданным начальным условиям ($\varphi_{нач}$ и $\omega_{нач}$) определяют величину начальной кинетической энергии $T_{нач}$ по формуле (45).

11А. Для каждого положения механизма по формуле (42) подсчитывают угловую скорость и строят график $\omega(\varphi)$.

12А. В каждом положении механизма определяют угловое ускорение ε по формуле (48) и строят график $\varepsilon(\varphi)$.

13А. Строят график времени $t(\varphi)$ (§ 8).

9Б. Выполняют переход от графика $A_{\Sigma}(\varphi)$ к графику кинетической энергии всего механизма $T(\varphi)$ (§ 9, п. в).

10Б. Выполняют переход от графика $J_{II}^{np}(\varphi)$ к приближенному графику $T_{II}(\varphi)$ кинетической энергии этой же группы звеньев (§ 9, п. в).

11Б. Строят график $T_I(\varphi)$ кинетической энергии звеньев I группы (§ 9, п. в).

12Б. Определяют по формуле (53) необходимый момент инерции маховых масс $J_I^{np} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ и момент инерции дополнительной маховой массы $J_{дон}$ (§ 9, п. д).

13Б. Выполняют переход от графика $T_I(\varphi)$ к приближенному графику $\omega(\varphi)$ угловой скорости начального звена (§ 9, п. а).

Результаты расчета ряда параметров сводят в таблицы (примеры см. в § 5); таблицы включают в расчетно-пояснительную записку.

Примерное расположение кинематической схемы механизма и графиков на листе проекта дано на рис. 28, 29, 30 и 31.

На рис. 28 и 29 выполнено динамическое исследование для переходного режима (разбега) соответственно транспортной машины с двухтактным двигателем внутреннего сгорания и механизма гидравлического грузоопрокидывателя с качающимся цилиндром.

На рис. 30 и 31 выполнено динамическое исследование для установившегося движения соответственно для двухцилиндрового двухтактного двигателя внутреннего сгорания с электрогенератором и брикетировочного пресса с электродвигателем.

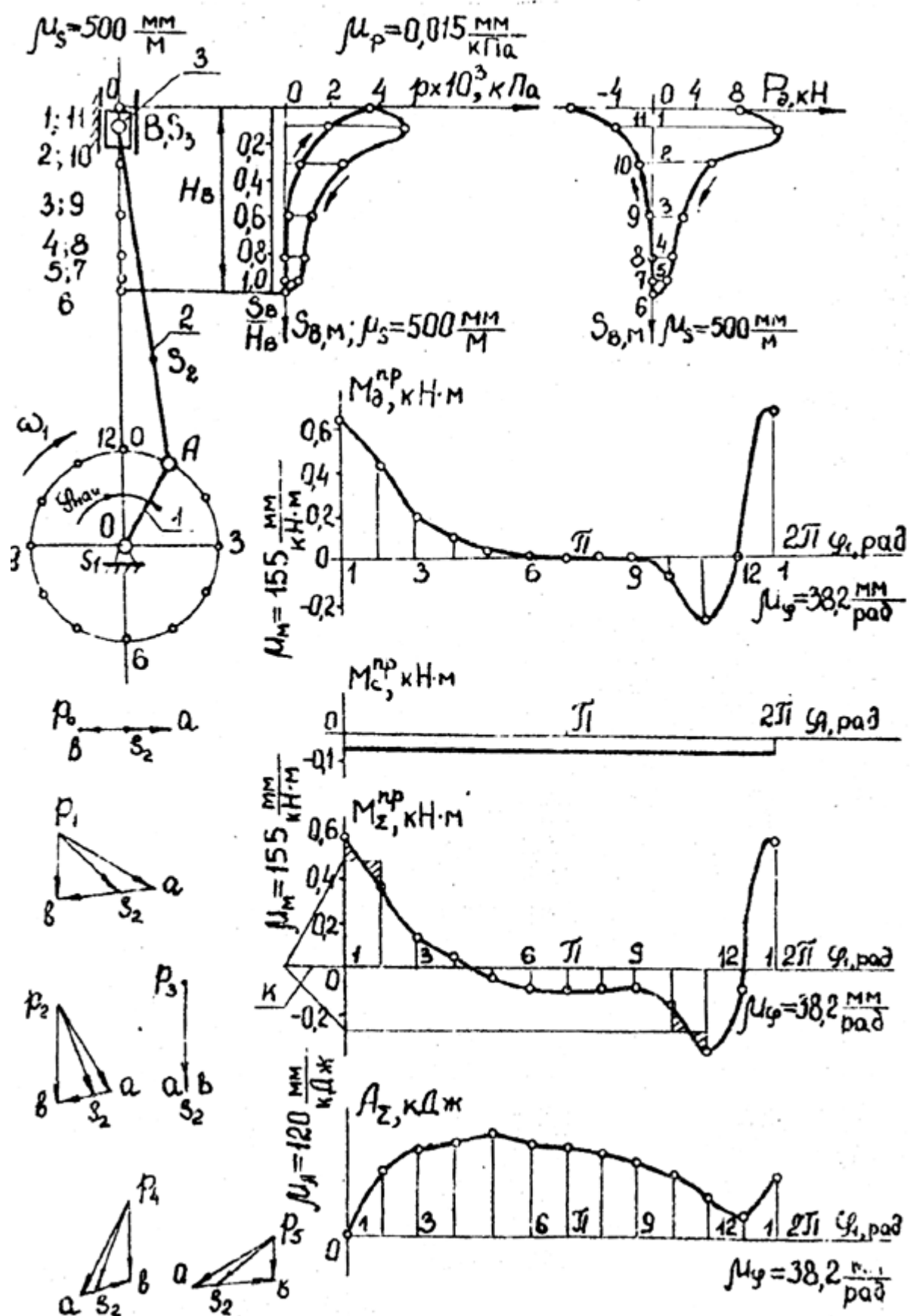
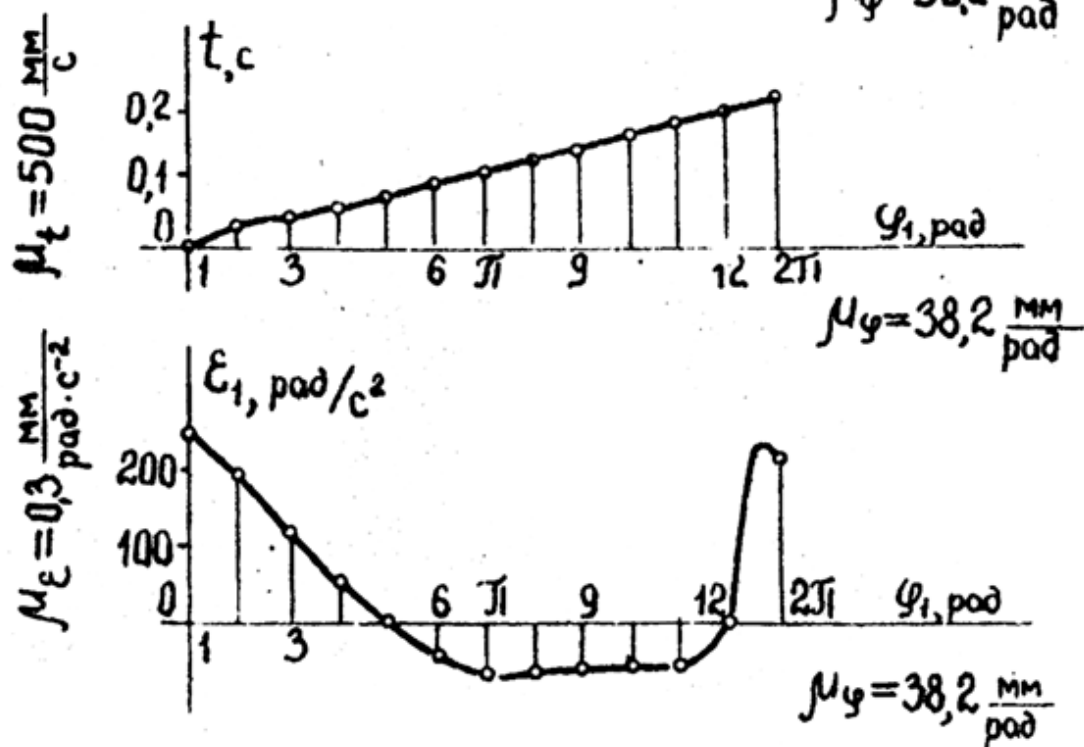
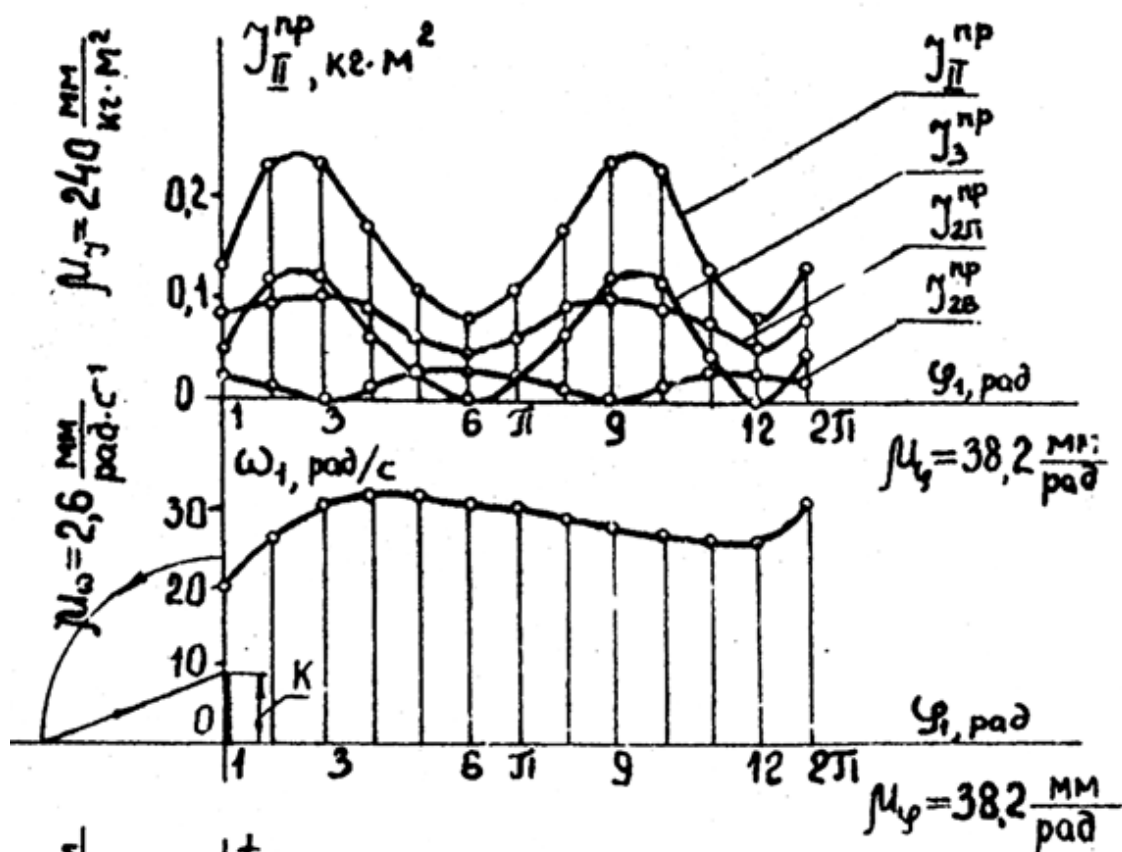


Рис. 28



Курсовой проект		Теория механизмов	
Студ. Петров		Определение закона движения механизма	
Воск. Иванов			Лист Листов
		Зад. 3.36, вар. А	МВТУ
			гр. М4-51

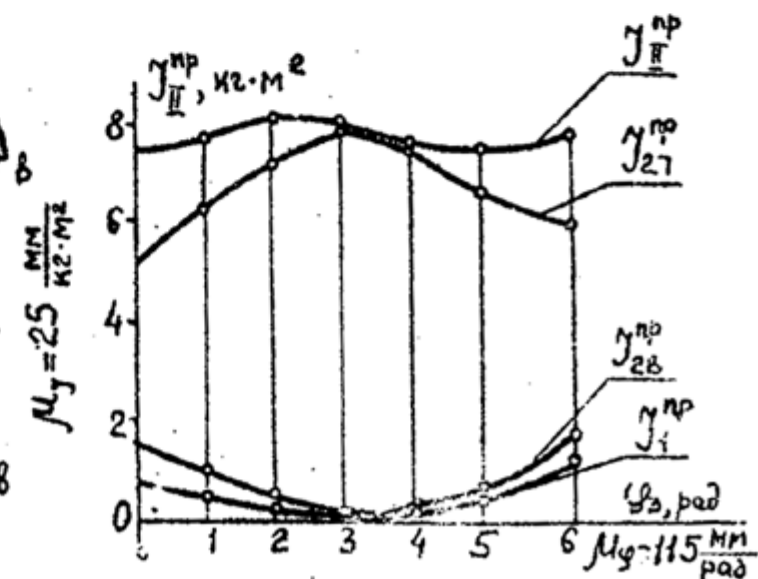
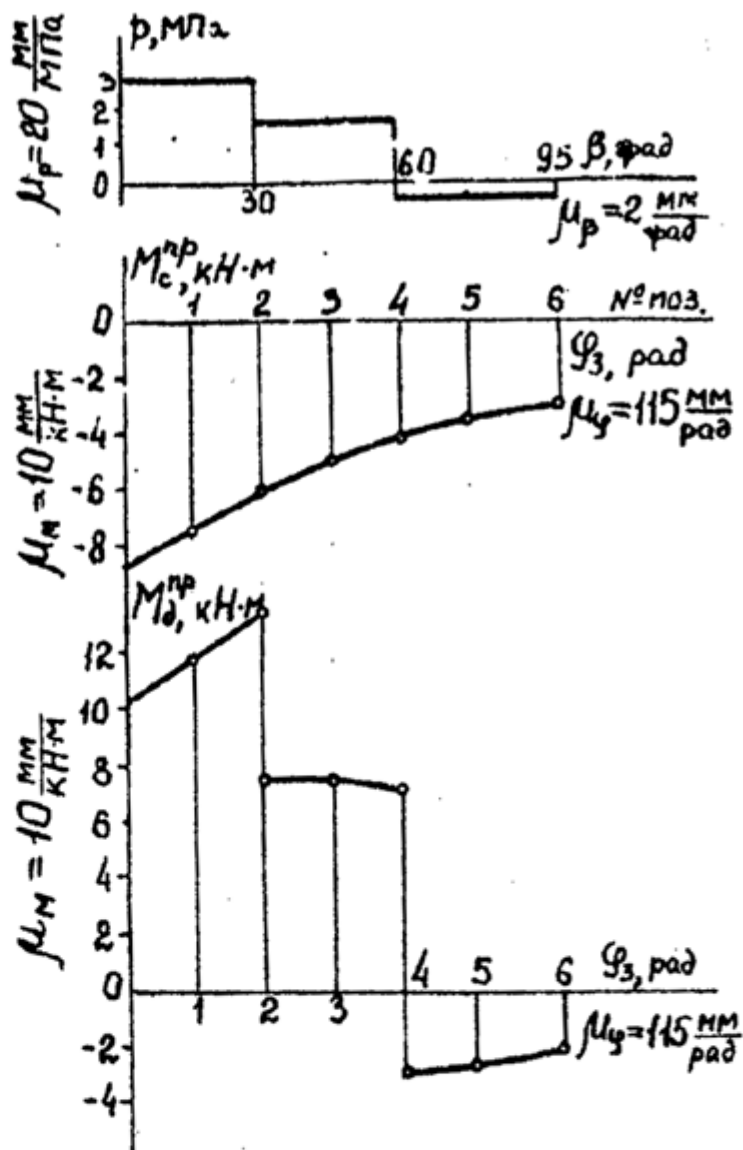
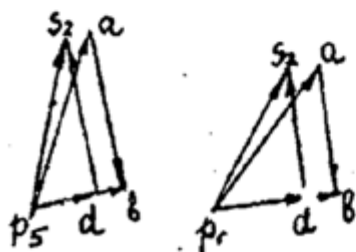
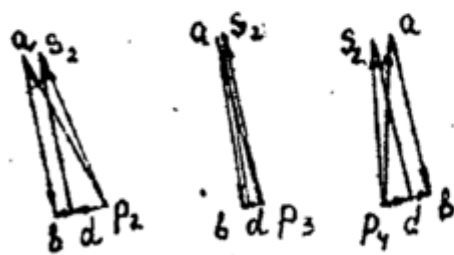
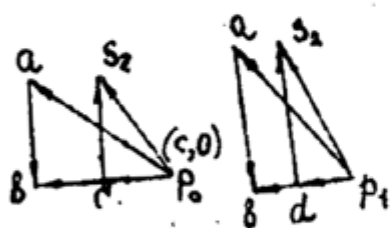
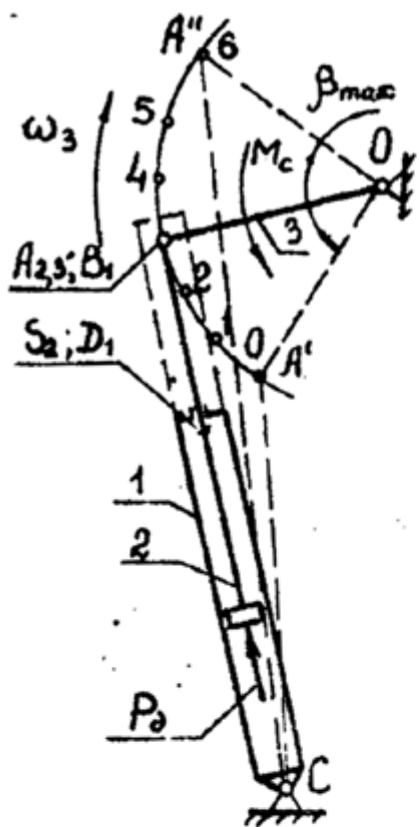
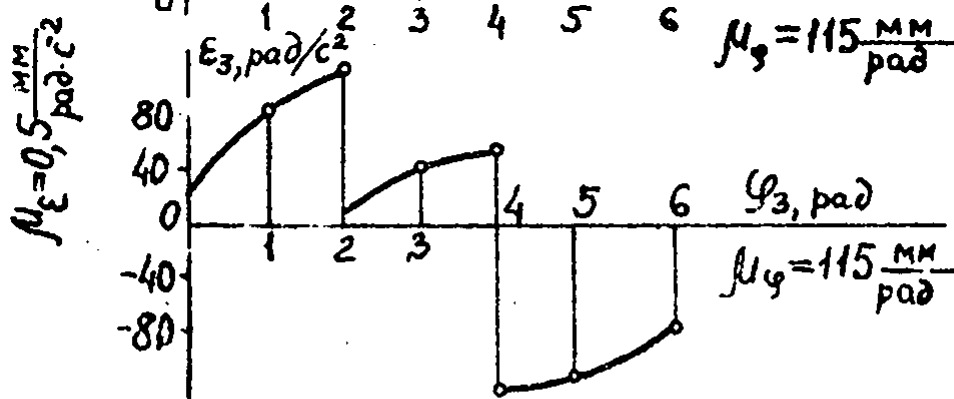
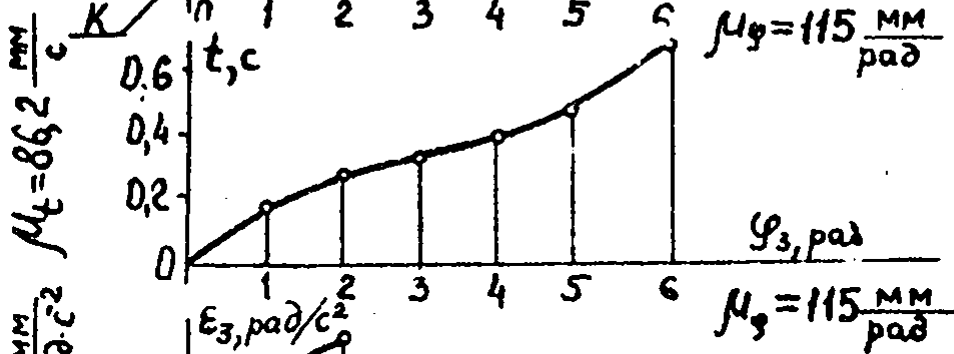
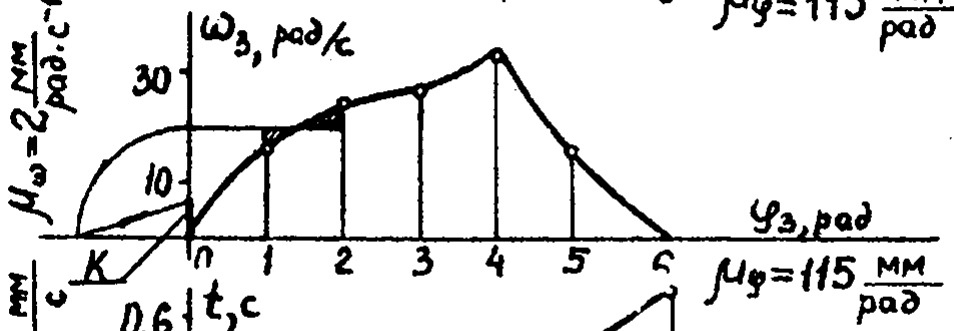
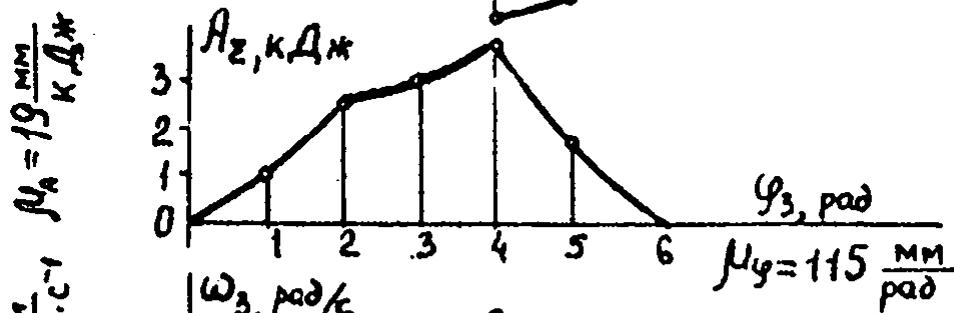
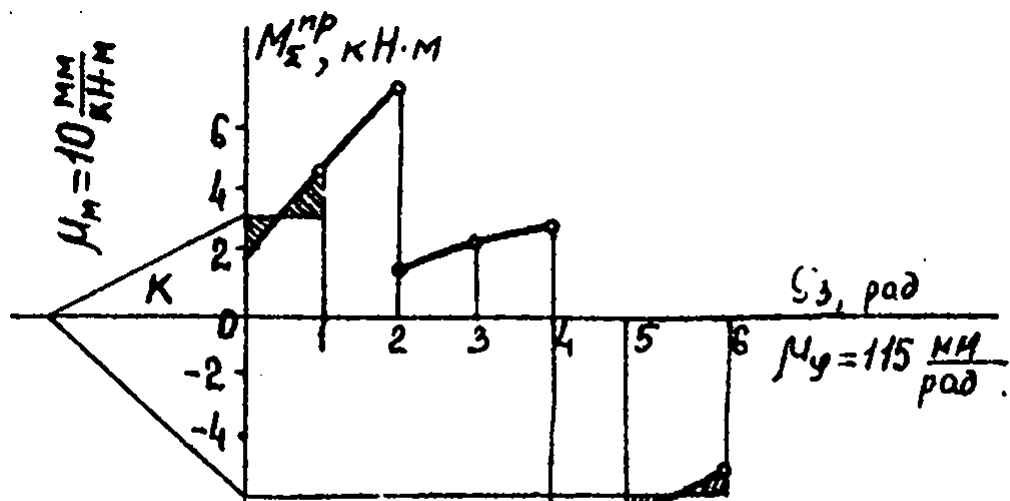
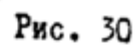
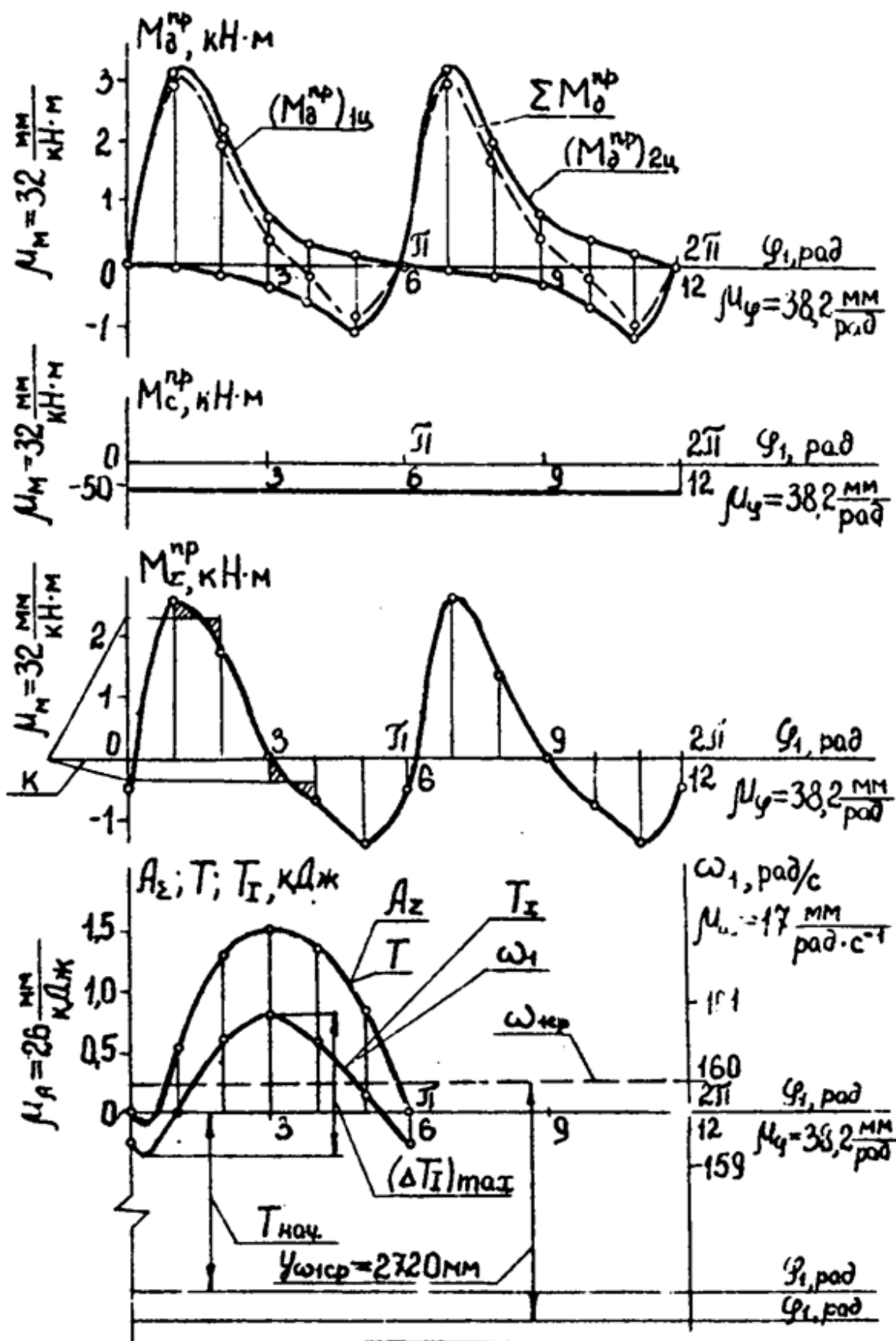


рис. 29



Курсовой проект			Теория механизмов	
Студ. Зотов			Определение	
Конс. Попов			закона	
			движения	Лист 1 из 10
			механизма	МВТУ
			Зад №61	гр. К6-51
			вар. В	





Курсовой проект				Теория механизмов			
Група Савин				Определение закона движения механизма			
Конс. Леонов				3 ад. №24			
				вар. Б			
				МВТУ			
				гр. 92-52			

$$\mu_e = 500 \frac{\text{MM}}{\text{M}}$$

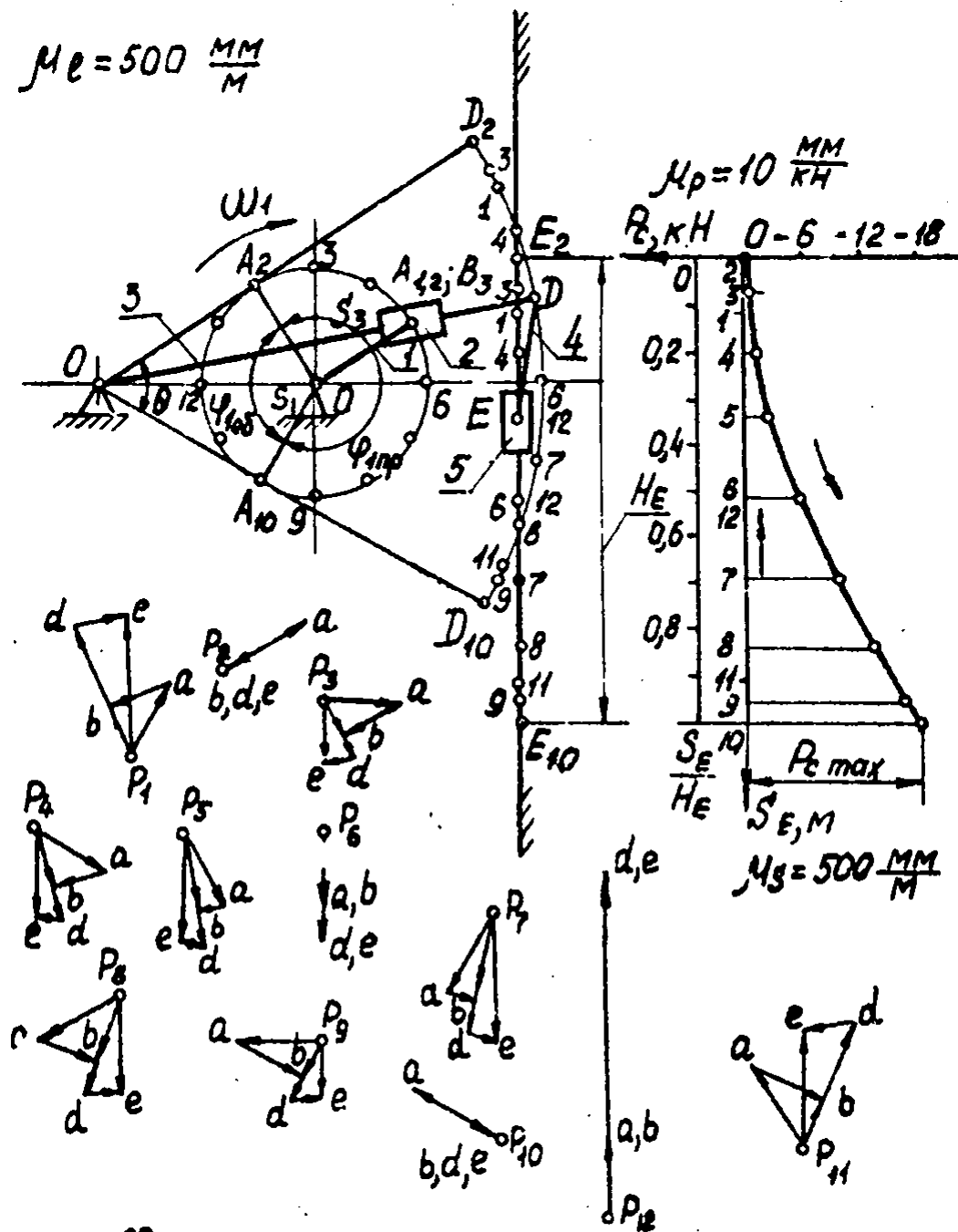
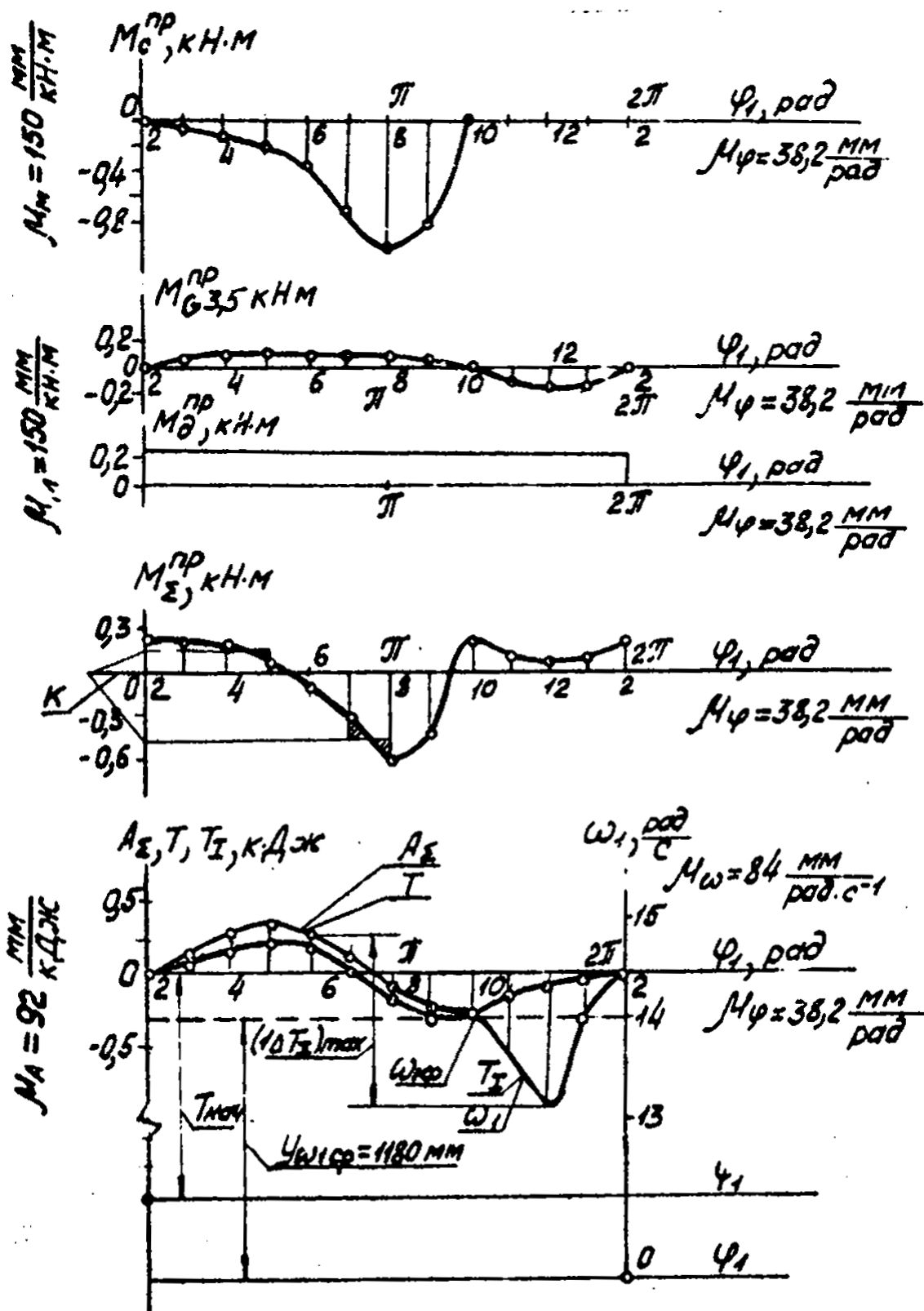


Рис. 31



Курсовой проект		Теория механизмов	
Студ. Решин		Определение закона движения механизма	Механика
Конс. Попов		Зад. N 42	МВТУ
		Вар. Б	гр. АМ7-52

Г Л А В А 3

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА

§ 11. Методика определения сил в кинематических парах

Общие сведения. Силовой расчет механизмов заключается в определении сил в кинематических парах, а также неизвестных внешних сил или моментов. Результаты силового расчета необходимы для проведения прочностного расчета деталей механизма и определения механического КПД; в последнем случае силовой расчет проводится обязательно с учетом трения в кинематических парах.

Исходные данные для силового расчета: размеры, массы и моменты инерции звеньев, закон движения начального звена, одна из внешних сил (моментов), заданная графиком для всего цикла работы.

Силы взаимодействия звеньев будем обозначать буквой Q с двойным индексом. Первая цифра индекса показывает звено, со стороны которого действует сила; вторая цифра - звено, к которому приложена сила, например, Q_{12} - это сила, с которой звено 1 действует на звено 2.

Силовой расчет механизма будем производить методом с применением принципа Даламбера. При решении задачи к каждому звену, помимо заданных внешних сил и моментов, силы тяжести, искомых сил в кинематических парах, прикладываются главный вектор сил инерции $\overline{\Phi}_i = -m_i \cdot \overline{a}_{S_i}$ и главный момент сил инерции $M_{\Phi_i} = -J_{iS} \cdot \varepsilon_i$. В результате вся система сил и моментов условно рассматривается в равновесии, и задачу динамики можно теперь решать методами статики.

Рассмотрение каждого, отдельно взятого звена с приложенными к нему силами и моментами не дает решения поставленной задачи, поскольку неизвестных больше, чем уравнений. Поэтому заданный плоский рычажный механизм расчленяется на первичный механизм и структурные, статически определимые группы Ассура, для которых число неизвестных равно числу уравнения.

Расчет начинают с той структурной группы, к звеньям которой приложены известные внешние силы и моменты, а заканчивают первичным механизмом.

Определение сил в кинематических парах структурной группы с вращательными парами (рис. 32). Заданы внешние силы моменты (например, $P_2 H$, $M_3 H \cdot m$), массы звеньев m_2, m_3 в кг, моменты инерции звеньев J_{2S}, J_{3S} в $кг \cdot м^2$ относительно осей, проходящих через центры масс. Из плана ускорений определяем линейные ускорения $\overline{a}_{S_2}, \overline{a}_{S_3}$ в $м/с^2$ центров масс, угловые ускорения звеньев $\varepsilon_2, \varepsilon_3$, в $рад/с$ и вычисляем главные векторы сил инерции звеньев $\overline{\Phi}_2 = -m_2 \cdot \overline{a}_{S_2}$, $\overline{\Phi}_3 = -m_3 \cdot \overline{a}_{S_3}$ в H и главные моменты сил

$$M_{\Phi_2} = -J_{2S} \cdot \varepsilon_2, \quad M_{\Phi_3} = -J_{3S} \cdot \varepsilon_3 \text{ в } H \cdot M$$

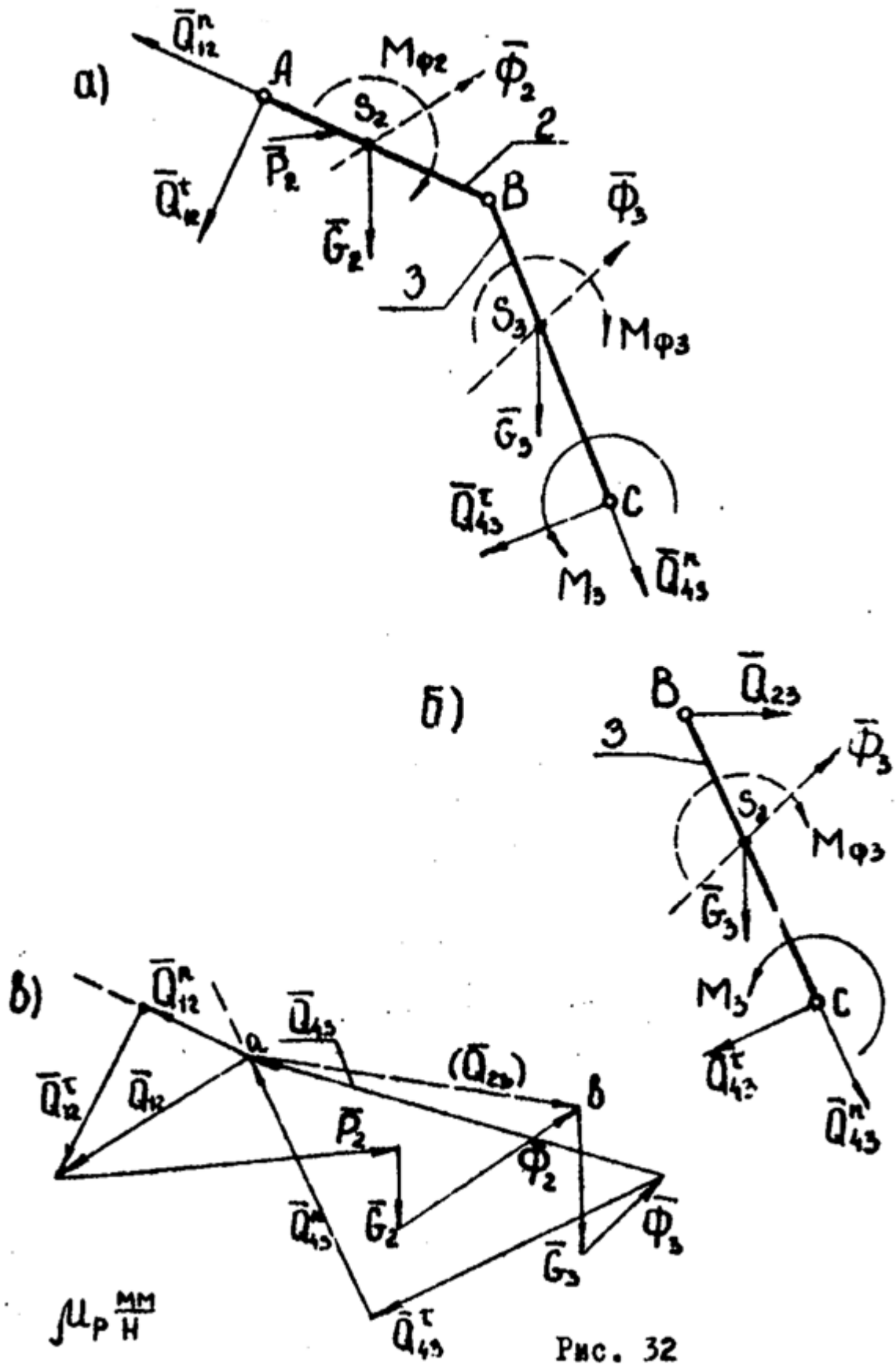


Рис. 32

Силы во внешних шарнирах A и C разложим на составляющие, направленные по звену \bar{Q}_{12}'' , \bar{Q}_{43}'' и перпендикулярно к звену находим \bar{Q}_{12}^r , \bar{Q}_{43}^r

(рис. 32а). Составляйте сил \bar{Q}_{12}^r и \bar{Q}_{43}^r находим из уравнений моментов сил относительно точки B для каждого звена в отдельности. Для звена 2

$$\sum M_B = M(Q_{12}^r) + M(P_2) + M(G_2) + M(\Phi_2) + M_{\Phi_2} = 0 \quad (63)$$

где сила тяжести $G_2 = m_2 g$ Н; ускорение $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Следует помнить, что в это уравнение числовые значения моментов подставляются со своими знаками.

Отсюда находим величину и направление $M(Q_{12}^r)$, а затем

$$Q_{12}^r = M(Q_{12}^r)/l_{AB}$$

Аналогично для звена 3

$$\sum M_B = M(Q_{43}^r) + M_3 + M(G_3) + M(\Phi_3) + M_{\Phi_3} = 0 \quad (64)$$

откуда находим

$$M(Q_{43}^r) \text{ и } Q_{43}^r = M(Q_{43}^r)/l_{BC}$$

Составляющие сил \bar{Q}_{12}^n и \bar{Q}_{43}^n определим из векторного уравнения сил для структурной группы, состоящей из звеньев 2 и 3:

$$\bar{Q}_{12}^n + \bar{Q}_{12}^r + \bar{P}_2 + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{Q}_{43}^r + \bar{Q}_{43}^n = 0 \quad (65)$$

В этом и последующих уравнениях одной чертой подчеркнуты векторы, известные только по направлению, двумя чертами - известные по величине и направлению. Составляющие сил (для нашего примера \bar{Q}_{12}^n и \bar{Q}_{12}^r , \bar{Q}_{43}^n и \bar{Q}_{43}^r) рекомендуется записывать рядом, чтобы впоследствии легко получить их векторную сумму (\bar{Q}_{12} и \bar{Q}_{43}).

Уравнение (65) решим графически, строя план сил в некотором масштабе $\mu_p, \text{мм/Н}$ (рис. 32в). Для этого сначала строим сумму всех известных по величине и направлению векторов, а затем находим неизвестные по величине векторы сил \bar{Q}_{12}^n и \bar{Q}_{43}^n .

Для определения силы в шарнире B решим графически векторное уравнение сил, приложенных к одному из звеньев, например, к звену 3 (рис. 32б)

$$\bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{Q}_{43}^r + \bar{Q}_{43}^n + \bar{Q}_{23} = 0 \quad (66)$$

Решение этого уравнения сводится к определению отрезка (ab), изображающего вектор \bar{Q}_{23} (рис. 32в). Сила $\bar{Q}_{32} = -\bar{Q}_{23}$.

Определение сил в кинематических парах структурной группы с двумя вращательными и одной поступательной парами (рис.33).

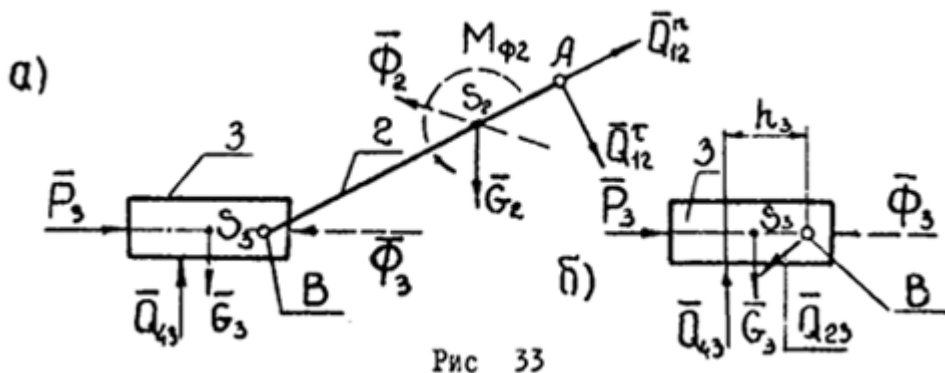


Рис 33

Заданы: внешняя сила \bar{P}_{32} в H , массы звеньев m_2, m_3 в $кг$ и момент инерции J_{2S} в $кг \cdot м^2$. Вычислены главные векторы сил инерции $\bar{\Phi}_2 = -m_2 \cdot \bar{a}_{S_2}$, $\bar{\Phi}_3 = -m_3 \cdot \bar{a}_{S_3}$ и главный момент сил инерции $M_{\Phi_2} = -J_{2S} \cdot \varepsilon_2$ в $H \cdot м$; $M_{\Phi_3} = -J_{3S} \cdot \varepsilon_3 = 0$, так как звено 3 движется поступательно. Для этой структурной группы, по сравнению с предыдущей, решение упрощается вследствие того, что сила \bar{Q}_{43} известна по направлению. Силу в шарнире A разложим на составляющие \bar{Q}_{12}^n и \bar{Q}_{12}^r .

Из уравнения моментов сил, приложенных к звену 2, относительно точки B

$$\sum M_B = M(Q_{12}^r) + M(G_2) + M(\Phi_2) + M_{\Phi_2} = 0 \quad (67)$$

находим $M(Q_{12}^r)$ и силу $Q_{12}^r = M(Q_{12}^r)/l_{AB}$.

Составляем векторное уравнение сил, приложенных к звеньям 2, 3 структурной группы

$$\bar{Q}_{12}^n + \bar{Q}_{12}^r + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{P}_3 + \bar{Q}_{43} = 0 \quad (68)$$

Решая это уравнение графическим способом, находим неизвестные величины векторов \bar{Q}_{12}^n и \bar{Q}_{43} . Плечо h_3 найденной силы \bar{Q}_{43} (рис. 33б) получим из уравнения моментов сил, приложенных к звену 3, относительно точки B

$$\sum M_B = M(G_3) + M(Q_{43}) = 0 \quad (69)$$

Определим момент $M(Q_{43})$, а затем $h_3 = M(Q_{43})/Q_{43}$ м.

Силу \bar{Q}_{23} находим из векторного уравнения сил, приложенных к звену 3,

$$\bar{P}_3 + \bar{G}_3 + \bar{Q}_{43} + \bar{\Phi}_3 + \bar{Q}_{23} = 0 \quad (70)$$

§ 12. Определение сил в кинематических парах механизма

Рассмотрим методику определения сил в кинематических парах механизма на примере шестизвенного кулисного механизма (рис. 36).

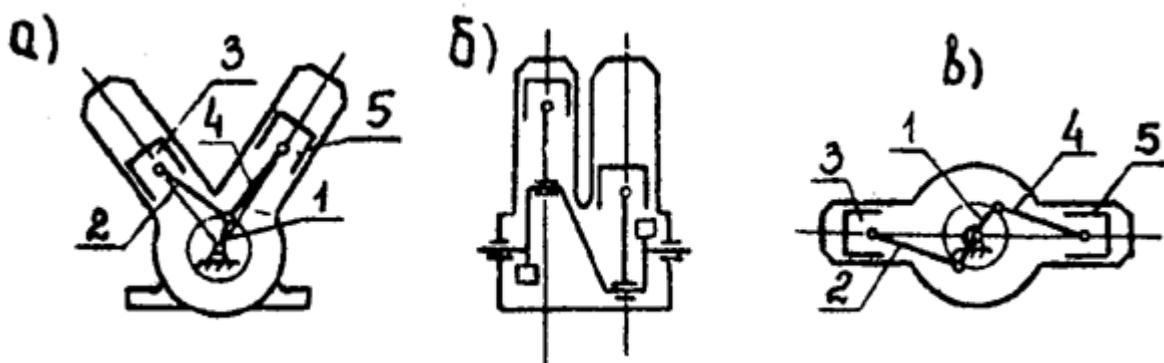


Рис. 34

Предварительные расчеты. Заданы: размеры в $м$, массы в $кг$ и моменты инерции звеньев в $кг \cdot м^2$, сила полезного сопротивления \bar{P}_c H (сила резания); к начальному звену 1 приложен движущий момент M_{ϕ_1} $H \cdot м$, величину которого считаем неизвестной. Задана координата ϕ_1 , определяющая положение

механизма для силового расчета и закон движения начального звена.

Порядок решения

1. Строим схему кулисного механизма в выбранном масштабе μ_l мм/м.

2. По графику $\omega_1(\varphi_1)$ для заданного положения находим ω_1 рад/с ($\omega_1 = \omega_{1_{cp}} + \Delta\omega_1$).

3. Строим план скоростей по векторным уравнениям в выбранном масштабе μ_v мм/(м·с⁻¹) и определяем величины и направления линейных скоростей точек B, D, E :

$$\underline{V_B} = \underline{V_A} + \underline{V_{BA}}, \text{ где } V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} \text{ м/с}$$

$$V_D = V_B \cdot DC/BC;$$

$$\underline{V_E} = \underline{V_D} + \underline{V_{ED}}.$$

4. Строим план ускорений по векторным уравнениям в выбранном масштабе ускорений μ_a мм/м·с⁻²

$$\underline{\underline{a_B^n}} + \underline{\underline{a_B^\tau}} = \underline{\underline{a_A^n}} + \underline{\underline{a_A^\tau}} + \underline{\underline{a_{BA}^\tau}} + \underline{\underline{a_{BA}^K}}$$

Тангенциальное ускорение точки A $a_A^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_{OA}$ м/с²; угловое ускорение начального звена ε_1 рад/с² определяется по формуле (48). Нормальные ускорения в м/с² подсчитываются по формулам:

$$a_A^n = V_A^2 / l_{OA}; \quad a_B^n = V_B^2 / l_{BC}; \quad a_{ED}^n = V_{ED}^2 / l_{ED}; \quad a_{BA}^K = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_{BA}; \quad (\omega_3 = \omega_2).$$

Ускорения точек D и E :

$$a_D = a_B \cdot DC/BC; \quad \underline{\underline{a_E^\tau}} = \underline{\underline{a_D}} + \underline{\underline{a_{ED}^n}} + \underline{\underline{a_{ED}^\tau}}.$$

Из плана ускорений определяем величины и направления ускорений центров масс $\underline{\underline{a_{S_3}}}$, $\underline{\underline{a_{S_4}}}$, $\underline{\underline{a_{S_5}}}$ и угловых ускорений звеньев ε_3 и ε_4 :

$$\varepsilon_3 = a_B^\tau / l_{BC}; \quad \varepsilon_4 = a_{ED}^\tau / l_{ED}.$$

5. Находим главные векторы сил инерции Φ_i и главные моменты сил инерции M_{Φ_i} Н·м звеньев:

звена 1 $\overline{\Phi_1} = -m_1 \cdot \underline{\underline{a_{S_1}}} = 0$, так как $\underline{\underline{a_{S_1}}} = 0$; $M_{\Phi_1} = -J_{10} \cdot \varepsilon_1$. Массой звена 2 пренебрегаем ввиду того, что она мала по сравнению с массами других звеньев.

Звено 3: $\overline{\Phi_3} = -m_3 \cdot \underline{\underline{a_{S_3}}}$; $M_{\Phi_3} = -J_{3S} \cdot \varepsilon_3$.

Звено 4: $\overline{\Phi_4} = -m_4 \cdot \underline{\underline{a_{S_4}}}$; $M_{\Phi_4} = -J_{4S} \cdot \varepsilon_4$.

Звено 5: $\overline{\Phi_5} = -m_5 \cdot \underline{\underline{a_{S_5}}}$; $M_{\Phi_5} = 0$, так как $\varepsilon_5 = 0$.

6. Силовой расчет в рассматриваемом примере начинаем со структурной группы, состоящей из звеньев 5 и 4, с двумя вращательными и одной поступательной парами, так как заданная внешняя нагрузка (сила резания $\overline{P_{C_5}}$) приложена к звену 5.

Определение сил в кинематических парах структурной группы, состоящей из звеньев 5 и 4. Напишем уравнение моментов сил, действующих на звено 4, относительно точки E :

$$\sum M_E = M(Q_{34}^r) + M(G_4) + M(\Phi_4) + M_{\Phi_4} = 0 \quad (71)$$

Заметим, что необходимо величину плеча силы замерить на чертеже в мм и разделить на масштаб μ_l мм/м. Из уравнения (71) определяем величину и направление момента $M(Q_{34}^r)$, а затем величину силы $Q_{34}^r = M(Q_{34}^r)/l_{ED}$ Н.

Напишем векторное уравнение сил, действующих на структурную группу, состоящую из звеньев 5 и 4,

$$\underline{\overline{Q}_{65}} + \underline{\overline{P}_{C_5}} + \underline{\overline{G}_5} + \underline{\overline{\Phi}_5} + \underline{\overline{G}_4} + \underline{\overline{\Phi}_4} + \underline{\overline{Q}_{34}^r} + \underline{\overline{Q}_{34}^n} = 0 \quad (72)$$

Построив план сил в выбранном масштабе μ_p мм/Н, определяем величины сил \overline{Q}_{34}^n и \overline{Q}_{65} .

Примечание. Если вес G_4 шатуна и его момент инерции J_{45} малы по сравнению с весами и моментами инерции других звеньев, то ими можно пренебречь. В этом случае решение задачи по определению сил в кинематических парах рассматриваемой группы упрощается, так как силы \overline{Q}_{34} и \overline{Q}_{54} , приложенные соответственно в точках D и E звена 4, направлены по звену и равны друг другу: $\overline{Q}_{34} = -\overline{Q}_{54}$.

Точка приложения силы \overline{Q}_{65} неизвестна. Для определения плеча h_3 составим уравнение моментов сил, действующих на звено 5, относительно точки E

$$\sum M_E = M(Q_{65}) + M(G_5) + M(P_{C_5}) = 0 \quad (73)$$

Из уравнения (73) определим направление и величину момента $M(Q_{65})$. Зная величину силы \overline{Q}_{65} определим плечо $h_3 = M(Q_{65})/\overline{Q}_{65}$ м.

Заметим, что точка приложения силы \overline{Q}_{65} может располагаться за пределами длины направляющей. Сила \overline{Q}_{65} является равнодействующей всех сил давления звена 6 на звено 5.

Для определения значений действительных реакций и точек их приложения необходимо иметь размеры и конструкцию направляющей.

Напишем уравнение сил, действующих на звено 4:

$$\underline{\overline{G}_4} + \underline{\overline{Q}_{34}} + \underline{\overline{\Phi}_4} + \underline{\overline{Q}_{54}} = 0 \quad (74)$$

Построив план сил, определим величину и направление силы \overline{Q}_{54} , $\overline{Q}_{45} = -\overline{Q}_{54}$.

Определение сил в кинематических парах структурной группы, состоящей из звеньев 3 и 2. Уравнение сил, действующих на звено 3, имеет вид

$$\underline{\overline{Q}_{23}} + \underline{\overline{Q}_{43}} + \underline{\overline{G}_3} + \underline{\overline{\Phi}_3} + \underline{\overline{Q}_{63}} = 0 \quad (75)$$

Сила $\overline{Q}_{43} = -\overline{Q}_{34}$, а линия действия силы \overline{Q}_{23} , направленная нормально к звену 3, проходит на неизвестном расстоянии от точки B звена 3, совпадающей с точкой A ползуна 2.

Для определения величины неизвестного плеча составим уравнение моментов сил, действующих на звено 2, относительно точки A ,

$$\sum M_A = M(Q_{32}) + M(\Phi_2) + M_{\Phi_2} = 0 \quad (76)$$

$M(\Phi_2) = 0$ и $M_{\Phi_2} = 0$, так как массой m_2 и моменты инерции J_{2S} пренебрегаем.

Поэтому уравнение (76) принимает частное значение

$$\sum M_A = M(Q_{32}) = 0; \quad M(Q_{32}) = Q_{32} \cdot l = 0;$$

так как сила Q_{23} не может быть равна нулю, то нулю равно ее плечо l . Это означает, что линия действия силы $\bar{Q}_{32} = -\bar{Q}_{23}$ проходит через совпадающие точки A и B .

Запишем уравнение моментов сил, действующих на звено 3, относительно точки C :

$$\sum M_C = M(Q_{43}) + M(Q_{23}) + M(G_3) + M(\Phi_3) + M_{\Phi_3} = 0 \quad (77)$$

Из уравнения (77) определим величину и направление момента $M(Q_{23})$.

Зная плечо l_{BC} M , определим величину силы Q_{23}

$$Q_{23} = M(Q_{23}) / l_{BC} \quad H$$

Возвращаемся к уравнению (75):

$$\bar{Q}_{43} + \bar{Q}_{23} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{Q}_{63} = 0$$

Построим план сил, определяем величину и направление силы \bar{Q}_{63} .
Переходим к звену 2. Напишем для него векторное уравнение сил

$$\bar{G}_2 + \bar{Q}_{32} + \bar{Q}_{12} + \bar{\Phi}_2 = 0 \quad (78)$$

которое в соответствии с принятыми условиями ($\bar{G}_2 \cong 0, \bar{\Phi}_2 \cong 0$) примет вид $\bar{Q}_{32} + \bar{Q}_{12} = 0$, следовательно, $\bar{Q}_{12} = -\bar{Q}_{32}$.

Силы, действующие на первичный механизм. Напишем уравнение сил, действующих на звено 1,

$$\bar{Q}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{Q}_{61} = 0 \quad (79)$$

где сила $\bar{Q}_{21} = -\bar{Q}_{12}$; $\bar{\Phi}_1 = 0$, так как $\bar{a}_{S_1} = 0$.

Построив план сил, определяем величину и направление силы Q_{61} при условии, что известен вес \bar{G}_1 .

Величину движущего момента M_{α_1} находим из уравнения моментов сил, приложенных к звену 1, относительно точки O

$$\sum M_O = M(Q_{21}) + M_{\alpha_1} + M_{\Phi_1} = 0 \quad (80)$$

Для оценки точности расчетов полученное значение M_{α_1} следует сравнить с M_{α_1} , найденным из листа проекта по динамическому исследованию. Относительная погрешность

$$\Delta_M = \frac{M_{\alpha_1}^* - M_{\alpha_1}}{M_{\alpha_1}^*} \cdot 100\%.$$

Ввиду значительного количества графических построений ориентировочно допустимая $\Delta_M = \pm 10\%$.

§ 13. Особые случаи силового расчета.

Рассмотрим некоторые особые случаи, встречающиеся на практике при силовом расчете механизма.

Механизмы целого ряда двигателей и рабочих машин представляют собой не простые, а разветвленные кинематические цепи. Например, механизмы двухцилиндровых машин, схемы которых приведены на рис. 35.

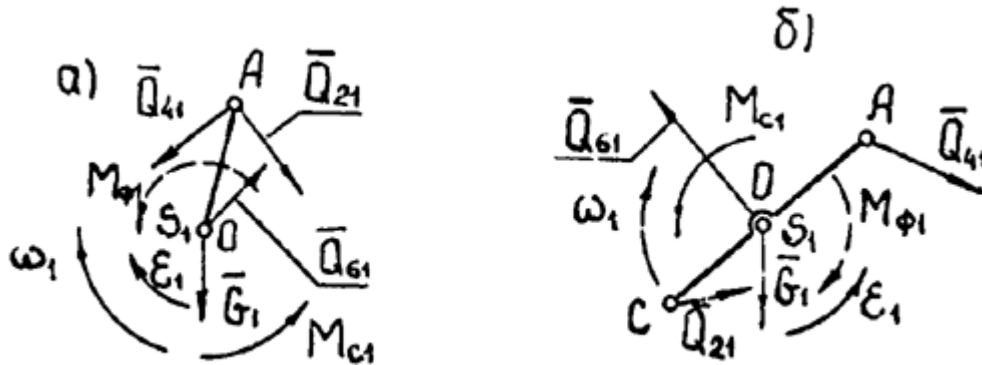


Рис. 35

Исходными данными для силового расчета механизмов, как например, механизма V-образной поршневой машины (рис. 34а) и двухцилиндровых вертикальной и горизонтальной машин (рис. 34 б, в), должны быть рабочие характеристики сил, приложенных ко всем поршням машины. Силовой расчет для всех кривошипно-ползунных механизмов начинается с ползунов. В каждом механизме рассматриваем структурную группу, состоящую из ползуна и шатуна. Расчет вышеуказанных групп заканчивается определением силы в кинематической паре шатун-кривошип. После этого можно произвести расчет кривошипного вала (звена 1).

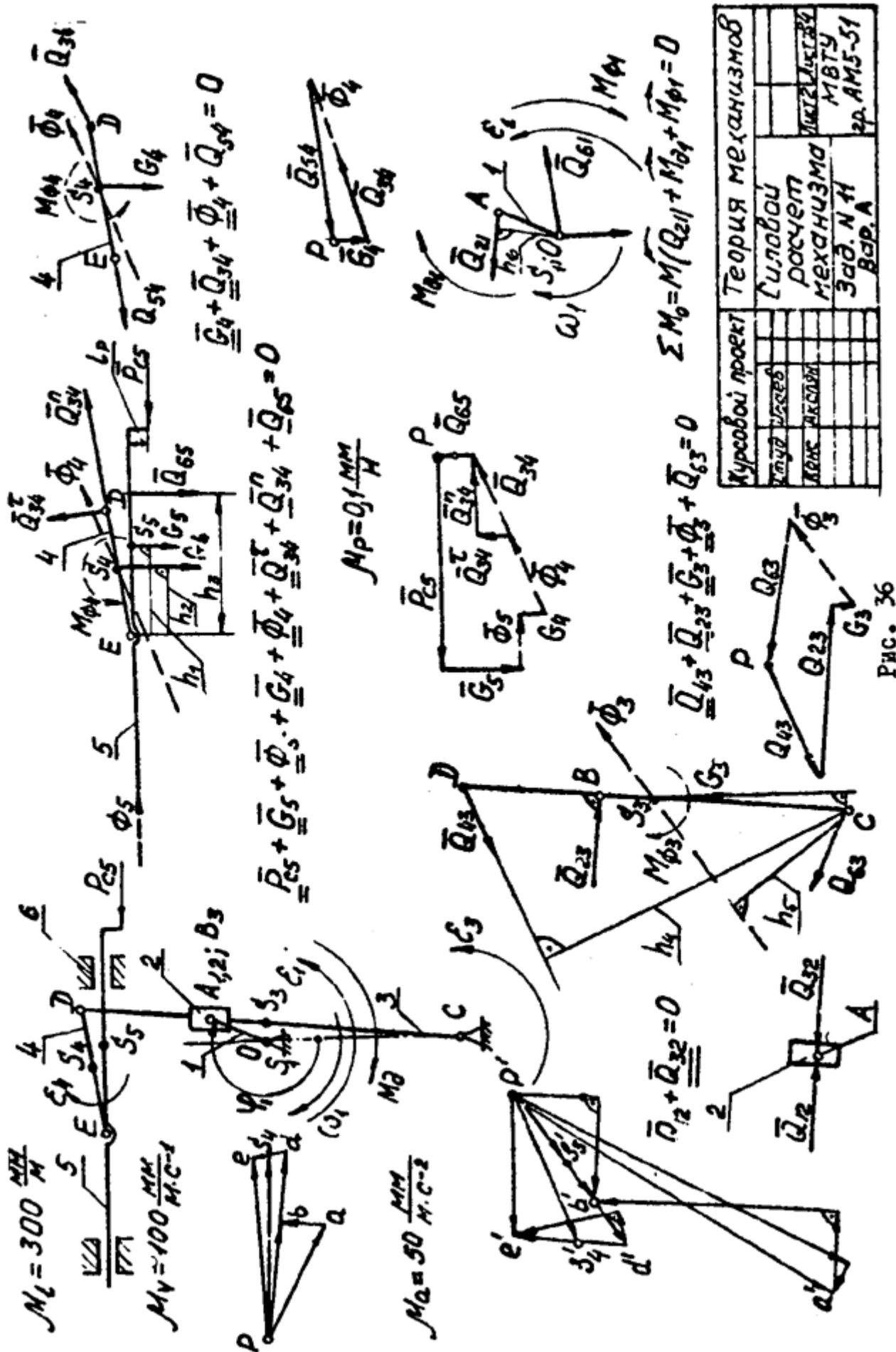
Уравнение сил, действующих на звено 1 механизма V-образной или горизонтальной двухцилиндровой поршневой машины (рис. 35 а, б) имеет вид

$$\underline{\underline{G_1}} + \underline{\underline{Q_{21}}} + \underline{\underline{Q_{41}}} + \underline{\underline{Q_{61}}} = 0 \quad (81)$$

где G_1 - вес звена 1; $\Phi_1 = 0$, так как $a_{s_1} = 0$.

Уравнение (81) решаем построением плана сил и находим величину и направление силы $\underline{\underline{Q_{61}}}$. Величину и направление внешнего момента M_{c_1} , приложенного к звену 1, определяем из уравнения моментов относительно точки O:

$$\sum M_o = M_{c_1} + M(Q_{21}) + M(Q_{41}) + M_{\Phi_1} = 0 \quad (82)$$



Литература

1. Теория механизмов. Под ред. В.А. Гавриленко. М., "Высшая школа", 1973.
2. И.И. Артоболевский. Теория механизмов и машин. М., "Наука", 1975.
3. О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. Курс теории механизмов и машин. М., "Высшая школа", 1978.
4. А.К. Мусатов. Применение системы СИ в курсе "Теория механизмов". Сборник трудов, № 227. Теория механизмов, вып. 7. М., изд. МВТУ, 1975.
5. Сборник рекомендуемых терминов, вып. 93. Теория механизмов и машин. Терминология. М., "Наука", 1978.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
<i>Глава 1. Проектирование кинематических схем плоских рычажных механизмов</i>	5
§ 1. Проектирование кривошипно-ползунных механизмов	5
§ 2. Проектирование четырехшарнирных механизмов	7
§ 3. Проектирование кулисных механизмов	10
<i>Глава 2. Движение механизма под действием заданных сил</i>	15
§ 4. Силы, действующие на звенья механизма	15
§ 5. Метод приведения сил и масс	20
а) Метод приведения сил и моментов пар сил	20
б) Метод приведения масс	24
§ 6. Уравнение движения механизма	26
§ 7. Определение закона движения механизма при переходном режиме работы - разбеге, когда силы и моменты зависят от положения	27
§ 8. Определение времени движения механизма	29
§ 9. Установившееся движение механизма	30
а) Общие положения	30
б) Работа суммарного приведенного момента	31
в) Кинетическая энергия звеньев механизма	33
г) Определение необходимого момента инерции маховых масс	37
д) Определение момента инерции дополнительной маховой массы	38
е) Определение закона движения механизма	39
§ 10. Методические указания для выполнения листа проекта "Проектирование основного механизма и определение закона его движения"	40
<i>Глава 3. Силовой расчет механизма</i>	50
§ 11. Методика определения сил в кинематических парах	50
§ 12. Определение сил в кинематических парах механизма	53
§ 13. Особые случаи силового расчета	57
Литература	59